République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia Farès de Médéa

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE CLIMATIQUE

OPTION : ENERGETIQUE ET FROID INDUSTRIEL

Thème :

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UNE CHAMBRE FROIDE POSITIVE

Présenté par:
KECHAD Naima

Dirigé par:
Dr. TRIKI Zakaria

Promotion 2016-2017

Résumé :

Le recours au froid constitue une pratique courante pour assurer une conservation prolongée des aliments, de quelques jours à quelques semaines. Les chambres froides, tant publique que privé est en pleine expansion, car les producteurs de produit s alimentaires et les détaillants cherchent de plus en plus à externaliser leurs activités logistiques. En outre, la consommation des produits alimentaires réfrigérés est entrain d'augmenter.

Ainsi, l'objectif de ce thème de recherche est d'accomplir un avant-projet d'un chambre froide pour la conservation de produit végétaux (pomme de terre). Un bilan frigorifique est établi pour déterminer les puissances nécessaires dans la chambre froide et qui sera la base du dimensionnement et la sélection des différents équipements de l'installation frigorifique.

Mots-clés : , chambre froide, réfrigération, conservation.

Abstract :

The request to the refrigeration establishes a common pratice to insure a prolonged preservation of food, a few days to few weeks. Cold room, so public as private is rapidly growing, because the producers of foodstuffs and the retailers try more and mor to put source their logistic activities. Besides, the consumption of cooled or foodstuffs is spirit to increase.

Therefore, the aim of this research work is to carry out a draft of a multi-purpose cold room house for the preservation of the vegetal products(potatoes). A refrigerated balance assessment is established to determine the necessary powers in every cold rooms and which will be the basis of the sizing and the selection of the various equipments of the refrigerating system.

Keywords : cold room, refrigeration, preservation,

ملخص

ان اللجوء الى التبريد يشكل ممارسة شائعة لحفظ الاغذية على المدى الطويل ، من بضعة ايام الى بضعة أسابيع ان غرفة التبريد في القطاع العام او الخاص على حد سواء في قمة التوسع ، نظرا لان منتجي المواد الغذائية وتجار التجزئة يتطلعون بشكل متزايد الى تعهيد(توسيع) انشطتهم اللوجيستية ، بالإضافة الى ذلك فان استهلاك المواد الغذائية المبردة في تزايد مستمر.

و بالتالي ان الهدف من هذا العمل هو انجاز دراسة مشروع غرفة تبريد لتخزين الخضراوات(البطاطا) ،لهذا يتم اعداد حوصلة التبريد في تحديد القدرات اللازمة في غرفة التبريد والتي ستكون اساس تصميم واختيار مختلف تجهيزات نظام التبريد.

كلمات المفاتيح : غرفة التبريد ،التبريد ،تخزين.

Remerciement

Louange à Dieu Allah de m'avoir donné la force physique et morale pour accomplir ce travail.

La présente étude a été réalisée à l'université de Médéa, sous la direction de Monsieur, TRIKI Zakaria, enseignant au Département de technologie.

Je tiens à remercier notre encadreur Monsieur : TRIKI Zakaria ET BEN YEKHLEF Ahmed pour sa confiance, ses encouragement, son suivi aussi que pour les conseils qu'il a porté pour l'achèvement de ce projet.

Tous mes remerciements pour Messieurs : BENYEKHLEF Ahmed, pour les efforts et les orientations qu'ils ma donnés.

Je remercie également tous les enseignants (ZIYAN Farouk)qui ont contribué de prés ou de loin à notre formation et à la réalisation de cette mémoire.

Je tiens également à remercier l'ensemble des membres du jury qu'ils ont honorés pour le jugement de notre travail.

Et enfin, je voudrais remercier tous mes amis pour leur disponibilité et leur aide.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travaille à :

A mes parents .aucune hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler pour toute leur tendresse et pour leurs membrus sacrifices pour ma réussite.que dieu les gardes. Que dieu leur procure bonne santé et langue vie.

A celui que j'aim beaucoup et qui m'a soutenue tous au longe de ce projet : mon fiancé BILAL, et bien sur A mes Seurre : AHLEM, NESRINE, FERIAL, CHIHAB, RAYAN, sans oublié ABD RAHIM, et mes 2éme parents MOSSA, ZINEB, mes frère KAWTAR, et MOHAMED.

Que j'aime à tous ma famille, et mes amis très nome : LILA et NADYA. Et toute la famille KECHAD.

Et a tout ceux qui ont contribué de prés ou de loin pour que ce projet soit possible, je vous dis merci.

NAIMA

Liste des figures

N°	Désignation	Page
Figure (I.1)	Vue en plan de la chambre froide.	03
Figure (I.2)	Disposition des caisses à l'intérieur de chambre.	06
Figure (II.1)	Mur extérieur et plafond.	10
Figure (II.2)	Mur intérieur.	11
Figure (II.3)	Porte.	11
Figure (II.4)	Plancher.	12
Figure (II.5)	Transmission de flux de chaleur.	**13**
Figure (II.6)	La nomenclature des parois de la chambre.	20
Figure (III.1)	Machine frigorifique à compression mono étagée.	43
Figure (III.2)	Diagramme enthalpique de la chambre.	46
Figure (IV.1)	Condenseur à air ventilé.	52
Figure (IV.2)	Evaporateur à détente directe.	53
Figure (IV.3)	Détendeur thermostatique à égalisation interne.	55
Figure (IV.4)	Séparateur d'huile.	58
Figure (IV.5)	Réservoir de liquide horizontale.	59
Figure (IV.6)	Filtre déshydrateur.	61
Figure (IV.7)	Le voyant liquide.	61

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (I.1)	Description de chambre froide	**02**
Tableau (I.2)	Données climatiques extérieurs	04
Tableau (I.3)	Conditions intérieures de la chambre	04
Tableau (I.4)	Caractéristique thermodynamique de pomme de terre	05
Tableau (I.5)	La densité de la pomme de terre	07
Tableau (II.1)	Mur extérieur et plafond	10
Tableau (II.2)	Mur intérieur	11
Tableau (II.3)	Porte	11
Tableau (II.4)	Plancher	12
Tableau (II.5)	Les valeurs de ΔT´en fonction de l'orientation et latitude et les parois	14
Tableau (II.6)	Les valeurs des coefficients C et n	16
Tableau (II.7)	Propriété physique de l'air	17
Tableau (II.8)	La vitesse de l'air à l'intérieur et l'extérieur de la chambre	19
Tableau (II.9)	Les coefficients (C, m, n) en fonction du régime d'écoulement	19
Tableau (II.10)	Le coefficient de rayonnement	20
Tableau (II.12)	Les apports de chaleur par transmission (chambre froide)	26
Tableau (II.13)	La somme des apports de chaleur par transmission pour la chambre froide.	26
Tableau (II.14)	Nombre de renouvellement d'air par jour	27
Tableau (II.15)	Les apports dus au renouvellement d'air systématique	28
Tableau (II.16)	La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air / m^2	28
Tableau (II.17)	Les apports dus au renouvellement d'air intempestif	29
Tableau (II.18)	Les apports dus à l'introduction de la chambre froide	30
Tableau (II.19)	Les apports dus à l'éclairage	31
Tableau (II.20)	La quantité de chaleur dégagée par le personnel	31
Tableau (II.21)	Les apports dus au personnel	32
Tableau (II.22)	Les apports dus à la respiration de pomme de terre	32
Tableau (II.23)	Les apports dus au refroidissement de l'emballage	33
Tableau (II.24)	La somme des apports de chaleur de la chambre	34
Tableau (II.25)	La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	35
Tableau (III.01)	ODP et GWP des différents fluides frigorigènes	39
Tableau (III.02)	les propriétés physico chimiques du R404A	40
Tableau (III.03)	L'écart de température	41
Tableau (III.04)	Les paramètres de fonctionnement de l'installation	43
Tableau (III.05)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre froide)	46
Tableau (III.06)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	47
Tableau(IV.01)	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	49
Tableau (IV.02)	le dimensionnement du compresseur de l'installation.	51
Tableau (IV.03)	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	53

Tableau (IV.04)	Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation	54
Tableau (IV.05)	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	57
Tableau (IV.06)	Caractéristiques du séparateur d'huile d'installation	59
Tableau (IV.07)	Caractéristiques des réservoirs de liquide d'installation	60

Nomenclature

Notation	signification	unité
T_e	Température extérieure de bas	°C
φ	Humidité relative	%
T_h	Température humide	°C
V	Vitesse de l'air	m/s
T	Température de congélation	°C
Cp	Chaleur massique	kJ/kg°k
L_C	Chaleur latente de congélation	kJ/kg
L	Longueur	m
L	Largeur	m
H	Hauteur	m
m	Poids	kg
n_1, n_2, n_3, N_c	Nombre de caisses	/
m_c	La contenance moyenne d'une caisse	kg
M_t	La densité d'entreposage	kg
M_j	La quantité introduite chaque jour	kg
Q_j	Le débit massique d'entreposage	kg/h
λ	La conductivité thermique	W/m °C
R_i	La résistance thermique	m^2 °K/W
E, e_1, e_2, e_3	Epaisseur d'isolation	m
T_i	Température interne	°C
T_{pi}	Température de la paroi intérieure	°C
T_{pe}	Température de la paroi extérieure	°C
Q_t	Apports de chaleur par transmission	kW
S	Surface d'échange de la paroi considérée	m^2
K	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m^2 °C
ΔT, ΔT´	Différence de température	°C
h_i	Coefficient d'échange intérieur	W/m^2 °K
h_e	Coefficient d'échange extérieur	W/m^2 °K
h_{ic}	Echange thermique par convection	W/m^2 °K
h_{ic}	Echange thermique par rayonnement	W/m^2 °K
h_{icl}	Echange thermique par convection libre	W/m^2 °K
h_{icf}	Echange thermique par rayonnement forcé	W/m^2 °K
Nu	Nombre de Nusselt	/
Gr	Nombre de Grashof	/
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandlt	/
g	La gravité de la terre	m^2/s
B	Coefficient de dilatation volumique en	$°K^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
v	Vitesse de refoulement	m /s
ρ	Masse volumique	kg/m^3
Q_u	Le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide	W/m^2

T_m	Température moyenne	°C
V_{int}	Vitesse de l'air intérieur	m/s
V_{ext}	Vitesse de l'air extérieur	m/s
C, m, n	Coefficients qui varient selon le régime d'écoulement	/
C_{12}	Coefficient de rayonnement	/
Q_{rs}	Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique	kW
V_{cf}	Volume de la chambre froide	m^3
V_s	Volume spécifique de l'air intérieur	m^3/kg
H_e	L'enthalpie de l'air extérieur	kJ/kg
H_i	L'enthalpie de l'air intérieur	kJ/kg
ε	Nombre de renouvellement d'air par jour	/
Q_{ri}	Apport de chaleur due a l'ouverture des portes intempestives	kW
S_p	Surface du plancher de la chambre froide	m^2
Q_e	Quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air / unité de surface	kW/m^2
Q_{ent}	Apports dus à l'introduction des denrées	kW
M_h	Le débit massique d'entreposage	kg/h
Cp_{av}	Chaleur massique des denrées avant congélation	kJ/kg °k
T_e	Température des denrées	°C
T_f	Température de la chambre froide	°C
T_{cg}	Température de congélation des denrées	°C
L_{cg}	Chaleur latente des denrées	kJ/kg
Cp_{ap}	Chaleur massique des denrées après congélation	kJ/kg°k
Q_{elc}	Les apports de chaleur dus à l'éclairage	kW
P	Puissance de la lampe	kW
t	La durée de fonctionnement des lampes	heure
S_{pl}	Surface du plancher	m^2
Q_{per}	Apports dus au personnel	kW
n	Nombre de personne	/
q_{per}	Quantité de chaleur dégagée par une personne	kW
q_{resp}	Chaleur de respiration de la marchandise	kJ/t.h
Q_{em}	Apport dus au refroidissement de l'emballage	kW
Cp_{em}	Chaleur massique de l'emballage	kJ/kg°k
T_{em}	Température de l'emballage	°C
T_{cf}	Température de la chambre froide	°C
M_{em}	Le débit d'emballage entrant	kg/h
Q_{0int}	Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	kW
Q_{int}	Charge thermique intermédiaire	kW
Q_{0int}	Puissance intermédiaire de l'évaporateur	kW
τ_{inst}	La durée de fonctionnement de l'installation	heure
$Q_{0prév}$	Puissance prévisionnelle de l'évaporateur	kW
$Q_{0effective}$	Puissance effective de l'évaporateur	kW
Q_{vent}	Puissance de moteur de ventilateur	kW
n	Nombre de ventilateur de l'évaporateur	/
P	Puissance des ventilateurs	kW
$\tau_{évap}$	Durée de fonctionnement de l'évaporateur	heure

$\tau_{dég}$	Duré de dégivrage	h/jour
K_{ext}	Coefficient d'échange de chaleur extérieur	$W/m^2\,^\circ C$
T_c	Température de condensation	$^\circ C$
T_{ev}	Température d'évaporation	$^\circ C$
τ_{comp}	Taux de compression	/
P_i	Pression frigorifique intermédiaire	bar
Q_m	Débit massique du fluide frigorigène	kg /s
Q_v	Débit volumique du fluide frigorigène	m^3 /s
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	kW
C	La cylindrée	m^3
d	L'alésage des cylindres	m
l	La course de pistons	m
n	Le nombre de cylindres	/
V_b	Le volume balayé	m^3/s
N	La vitesse de rotation du compresseur	tr /min
η_m	Le rendement mécanique	%
η_{comp}	Le rendement de compression	%
Qn	Puissance nominale	
K_t	Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide	/
Q_o	Puissance frigo requise	kW
$K_{\Delta p}$	Facteur de correction pour chute de pression au détendeur	/
M	Masse molaire du réfrigérant	g/mole

Abréviations

SAS	Salle avant stockage.
S	Sud.
N	Nord.
E	Este.
O	Ouest.
NE	Nord Este.
SO	Sud Ouest.
NO	Nord Ouest.
BP	Basse Pression.
HP	Haute Pression.
COP	Coefficient Opérationnelle de Performance.
GWP	Potentiel d'action sur l'effet de serre.
ODP	Potentiel d'altération de la couche d'ozone.

-SOMMAIRE-

- Introduction-		01
Chapitre I : Destination et conception de la chambre froide		
I.1	Introduction	02
I .2	Description et situation de la chambre froide	02
I.3	Données climatiques	04
I.3.1	Données climatiques extérieurs	04
I.3.2	Conditions intérieures de la chambre froide	04
I.3.3	Caractéristiques thermodynamiques de chambre froide	04
I.4	Tonnage de la chambre froide	05
I.4.1	Capacité de stockage:	05
I.4.2	Calcul le nombre de caisses	06
I.4.3	Calcul de la densité de la chambre	07
Chapitre II : Calcul du bilan frigorifique		
II.1	Introduction	08
II.2.	Le transfert de chaleur	08
II.2.1	Les modes de transfert de chaleur	08
II.2.1.1	La conduction:	08
II.2.1.2	La convection	09
II.2.1.3	Le rayonnement	09
II.2.1.4	Isolation thermique de la chambre	09
II.3.1	Le choix de l'isolant	09

II.3.2	Les caractéristiques des polystyrènes	09
II.4	Le choix des différentes parois	10
II.4.1	Mur extérieur et plafond	10
II.4	Mur intérieur	11
II.4.3	Porte	11
II.4.4	Plancher	12
II.5.	Les différents apports de chaleur:	12
II.5.1	Les apports externes	12
II.5.2	Les apports internes	12
II.5.2.1	Les apports dépendants des denrées	12
II.5.2.2.	Les apports indépendants des denrées	12
II.6	Les apports par transmission	13
II.6.1	Le calcul du coefficient d'échange intérieur h_i	15
II.6.1.1.	Calcul de h_{icl}	15
II.6.1.2	Calcul de ΔT	17
II.6.1.3	Calcul de B	18
II.6.1.4	Calcul de h_{icf}	18
II.6.1.5	Calcul de h_{ir}	19
II.6.2	Le calcul du coefficient d'échange extérieur h_e	20
II.7	Exemple de calcul	20
II.7.1	Le calcul de h_{icf}	24
II.7.1.1	Le calcul de h_{ir} :	25
II.7.1.2.	Calcul de h_i	25
II.8.	Les apports dus au renouvellement d'air	26
II.8.1	Les apports dus au renouvellement d'air systématique	27

II.8.1.1.	Exemple de calcule.	27
II.8.2.	Les apports dus au renouvellement d'air intempestif .	28
II.8.2.1	Exemple de calcul.	29
II .9.	Les apports dus à l'introduction de pomme de terre	29
II .9.1.	Exemple de calcule	30
II.10	Les apports dus à l'éclairage	30
II .10.1	Exemple de calcul	31
II.11	Les apports dus au personnel	31
II.11.1	Exemple de calcul	31
II.12	Les apports dus à la respiration de pomme de terre	32
II.12.1.	Exemple de calcul	32
II.13	Les apports dus au refroidissement de l'emballage	32
II.13.1	Exemple de calcule	33
II.14.	Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs :	33
II.14.1.	Exemple de calcule	35
Chapitre III : Choix et calcul thermodynamique		
III.1.	Introduction	36
III.2.	Le choix des moyens de production du froid	36
III.3.	Le choix du fluide frigorigène	36
III.3.1	Classification des fluides frigorigènes	36
III.3.2	Critères de choix des fluides frigorigènes	36
III.3.2.1	Critères thermodynamiques	37
III.3.2.2.	Critères de sécurité	37
III.3.2.3	Critères techniques	37
III.3.2.4	Critères économiques	38

III.3.2.5.	Critères écologiques	38
a).	L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone	38
b).	L'effet de serre	38
III.4	Les propriétés physico-chimiques du R-404A	40
III.5.	Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle	41
III.5.1.	La température de condensation	41
III.5.2.	La température d'évaporation	41
III.5.3.	La pression de condensation et d'évaporation	42
III.6	Le taux de compression	42
III.6.1	Exemple de calcul	42
III.7	Choix des machines frigorifiques pour cette chambre	43
III.7.1	La machines à compression mécanique mono étagée	43
III.7.1.1	Principe de fonctionnement	44
III.8	Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée	44
III.8.1.	Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée	44
III.8.1.1.	Le débit massique du fluide frigorigène	44
III.8.1.2.	Le débit volumique du fluide frigorigène	44
III.8.1.3.	La puissance théorique consommée par le compresseur	45
III.8.1.4	La quantité de chaleur dégagée par le condenseur	45
III.8.1.5	Le coefficient de performance (COP)	45
III.8.1.6	Vérification du bilan frigorifique de l'installation	45
III.9	Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée	46
Chapitre IV : Choix et calcul des éléments de l'installation		
IV.1	Introduction	48

IV.2.	Le compresseur	48
IV.2.1	Principe de fonctionnement	48
IV.2.2	Le dimensionnement du compresseur	48
IV.2.2.1	La cylindrée "C"	49
IV.2.2.2	Le volume balayé (V_b)	49
IV.2.2.3	Le débit massique réel du fluide	49
IV.2.2.4	La puissance réelle du compresseur	50
IV.2.2.5	Le rendement volumétrique du compresseur	50
IV.2.2.6.	La puissance frigorifique réelle	50
IV.2.2.7.	Le temps réel de fonctionnement de l'installation	50
IV.3.	Le condenseur	51
IV.3.1	Le condenseur à air (à ailettes)	51
IV.3.2.	Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé	52
IV.3.3	Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes):	52
IV.4.	L'évaporateur	53
IV.4.1	Fonctionnement d'un l'évaporateur	53
IV.4.2	Dimensionnement des évaporateurs	54
IV.5	Le détendeur	55
IV.5.1	La composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques	55
IV.5.2	Dimensionnement du détendeur thermostatique	56
IV.5.2.1	Exemple de calcule	57
IV.6	Les appareils annexes de l'installation	57
IV.6.1	Séparateur d'huile	57
IV.6.1.1.	Principe de fonctionnement du séparateur d'huile	58

IV.6.1.2	Dimensionnement du séparateur d'huile	58
IV.6.1.3	Exemple de calcule	59
IV.7	Réservoir de liquide	59
IV.7.1	Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées	59
IV.7.2	Exemple de calcule	60
IV.9.	Filtre déshydrateur	60
IV.10	Le voyant liquide	61
IV.10.1	Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC	62
IV.11	Le Clapet de retenue	62
IV.11	Tuyauterie et pertes de charge de l'installation	62
IV.11.1	Tuyauterie de refoulement	63
IV.11.2	Tuyauterie d'aspiration	63
Conclusion générale		
Annexes		

INTRODUCTION

Les chambre froides sont utiliser pour conserver les produits alimentaires dans un bon état de qualité en vue d'une consommation ultérieure, les chambres froides évitent (les pertes de colleurs du produit, qualité de produit, le poids des produit alimentaire).

Par ailleurs, dans les pays à climat chaud, comme l'Algérie, le recours à la réfrigération est indispensable pour assurer la conservation, pour une longue durée, des pommes de terre de consommation ou de semences, le grand avantage de la conservation au froid est qu'elle permet de stocker les pommes de terre sous une température et une humidité relative contrôlées.

Ensuit, les aliments sains se conservent quelques jours, entreposés à des températures comprises entre 0°C et + 8°C. L'évolution microbienne est ralentie.

Dans ce travail, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'une chambre froide à un seul niveau (étage) située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation de produit végétaux (pomme de terre).

Ce mémoire est structuré autour de quatre (04) chapitres. Ainsi après avoir présenté l'objectif de ce thème de recherche dans cette introduction, le premier chapitre est consacré à la description et à la présentation de la chambre froide étudié ainsi que les données climatiques extérieures et intérieures. Dans le deuxième chapitre, on calcul le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans la chambre. Dans le troisième chapitre, on choisie le type de l'installation frigorifique qui représente la chambre. Le quatrième chapitre concerne le calcul et le dimensionnement des différents éléments du système frigorifique. En fin, ce travail est clôturé par une conclusion générale et recommandations.

I.1. Introduction :

Ce chapitre a pour but de donner une description générale de la chambre froide tenant compte de quelques aspects tels que :

- Le génie civil de la chambre froide (la structure des différentes parois).
- La destination de la chambre froide.
- La capacité de stockage de la chambre froide.

I .2. Description et situation de la chambre froide :

La chambre froide est située dans la région de Médéa exactement dans la commune (ben chikaw) (figure I.1).

Il est constitué une seule chambre froide :

- chambre positives pour la réfrigération (conservation) de pomme de terre.
- Sas d'entres.

Tableau (I.1) : Description de la chambre froide.

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
01	10,3	4,9	6	4	Réfrigération

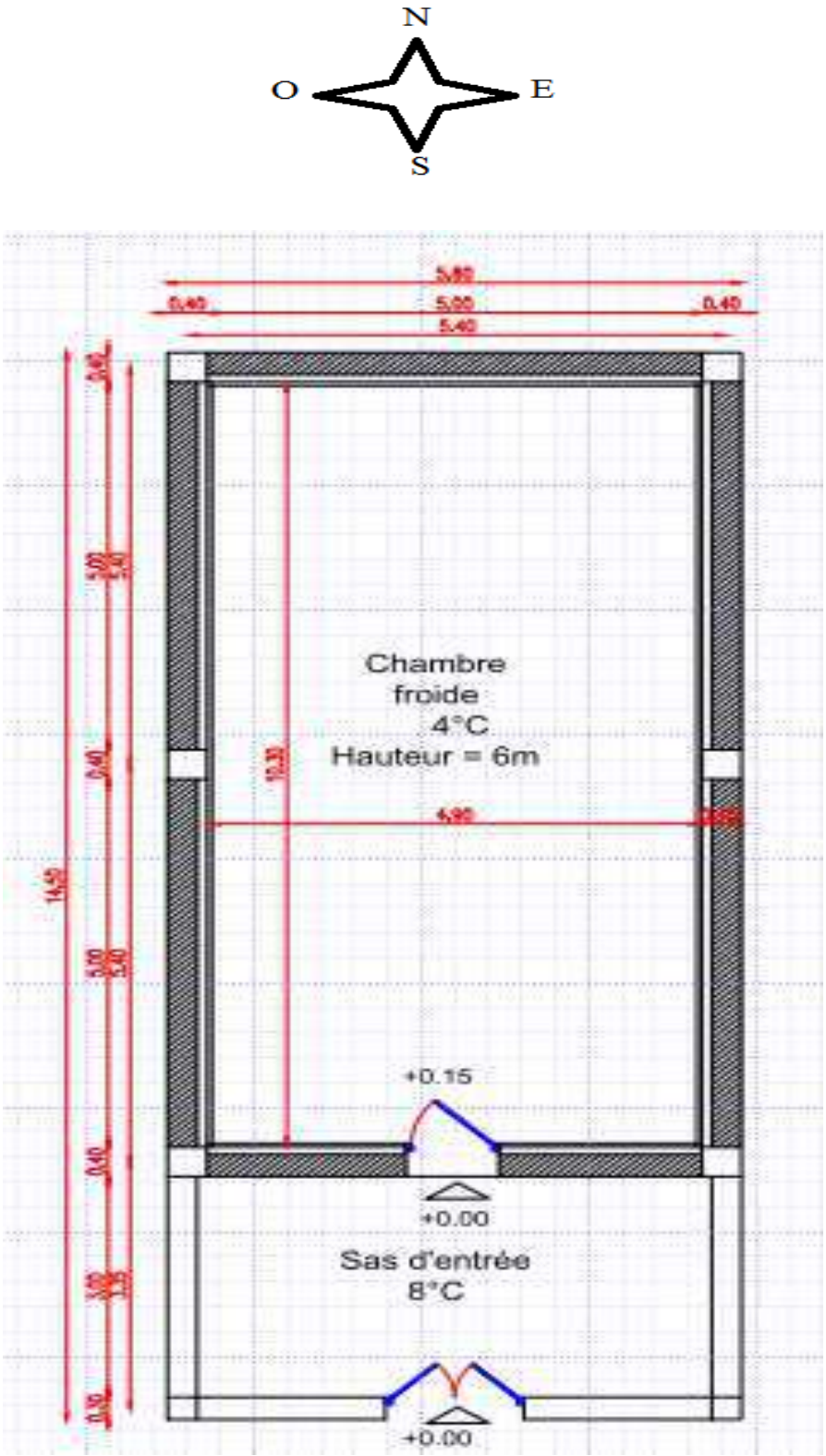


Figure (I.1) : Vue en plan de la chambre froide.

I.3. Données climatiques :

I.3.1. Données climatiques extérieurs :

Suivant la carte climatique d'Algérie, la ville de Médéa est située dans la zone B.

Elle est caractériser en période Estivale par :

Tableau (I.2) : Données climatiques extérieurs.		
Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	37
Humidité relative (φ)	%	28
Température humide (T_h)	°C	22.395
Vitesse de l'air (V)	m/s	5 ÷ 10

I.3.2. Conditions intérieures de la chambre froide :

Ces conditions sont nécessaires pour le calcul du bilan thermique de la chambra froide .

Tableau (I.3) : Conditions intérieures de la chambre froide .			
Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
01	4	90	1.5

I.3.3. Caractéristiques thermodynamiques de chambre froide:

La connaissance de ces caractéristiques est indispensable pour calculer les différents apports internes dus aux variations des températures entre la sas et la chambre froide. (Refroidissement de la chambre).

Tableau (I.4) : Caractéristiques thermodynamiques de pomme de terre.

Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. °k)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Pomme de terre	-1.7	3.43	1.79	7.53

I.4. Tonnage de la chambre froide :

Le tonnage à pour but de réguler le rythme d'introduction des produits dans la chambre et l'utilisation rationnelle du volume utile pour le stockage.

Le but de tonnage est de déterminer la capacité de stockage de chambre.

Cette capacité dépend essentiellement du :

- volume de la chambre froide.
- mode de stockage.

I.4.1. Capacité de stockage:

La capacité de stockage est un paramètre essentiel pour le calcul des apports internes dus à, l'introduction de la pomme de terre dans la chambre froide.

Pour déterminer cette capacité, il faut identifier le procédé utilise pour la conservation de pomme de terre.

Dans notre cas, on opte pour une conservation dans des caisses disposées.

Les dimensions des caisses :

- longueur : L = 80 cm.
- Hauteur : H = 20 cm
- largeur : l = 45 cm.
- poids net : m = 2.5 Kg.

La disposition des caisses à l'intérieures de chambre pour assurer une bonne circulation de l'air doit respecter certaines normes.

Cette disposition est représentée sur la figure suivante :

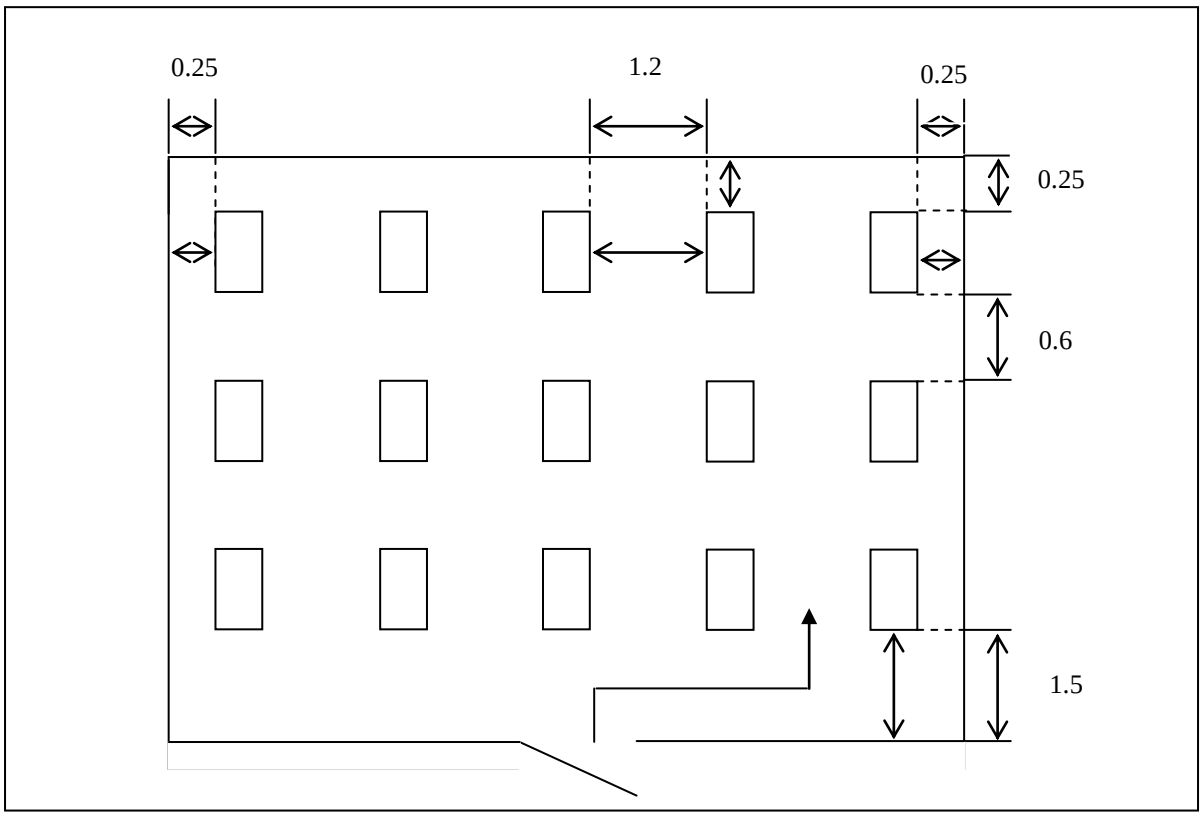


Figure (I.2) : Disposition des caisses à l'intérieur de chambre.

I.4.2. Calcul le nombre de caisses :

Comme exemple de calcul, la chambre de pomme de terre.

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (10,3 × 4,9 × 06) m^3

- n_1 : Nombre de caisses sur la langueur de la chambre.
-

$0.45 \times n_1 + 1.2 (n_1-1) + 2 \times 0.25 = 10,3$ m…… (I.1)

n_1 =06 caisses.

- n_2 : Nombre de caisses sur la largeur de la chambre
-

$0.8 \times n_2 + 0.6 (n_2 - 1) + 1.5 \times 0.25 = 4,9$ m……(I.2)

n_2 = 03 caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur $\mathbf{n_3} = 20$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 06 \times 03 \times 20$

$N_t = 360$ caisses.

I.4.3. Calcul de la densité de la chambre :

La masse d'une caisse de pomme de terre varie entre 45 et 55 kg donc on prend la masse moyenne.

La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 50$ kg

La densité de la chambre est :

$M_t = N_t \times m_c$

$M_t = 360 \times 50 = 18000$ kg

$$M_t = 18000 \text{ kg.}$$

La quantité introduite chaque jour représente 10% de la chambre positive est :

$M_j = M_t \times 10\% = 1800$ kg/Jour = 1,8 tonne/jour.

$M_j = 1{,}8$t/j.

Le débit massique:

$Q_j = M_j /24 = 1800 /24 = 75$ kg/h.

$Q_j = 75$ kg/h.

Tableau (I.5) : La densité de la pomme terre.

Chambre	N_t caisses	M_t kg	M_j kg/j	M_j Tonne/j	Q_j kg/h
01	360	18000	1800	1,8	75
sas	120	6000	600	0,6	25

II.1. Introduction:

Après avoir déterminé les caractéristiques générales de la chambre, ainsi que sa destination, il est indispensable d'établir un bilan thermique des de chambre, a fin de pouvoir déterminer la puissance effective de l'évaporateur à installer.

Etablir le bilan thermique; c'est de faire l'inventaire des charges thermiques à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir une température constante. Sachant que le calcul des charges thermiques (apports de chaleur) se fait pendant la période la plus défavorable de l'année (période estivale).

II.2. Le transfert de chaleur:

On appel un transfert de chaleur, un échange thermique entre deux corps (solide ou fluide). Par exemple:

Deux corps ayant la même température sont dits en (équilibre thermique). Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a un transfert thermique.

II.2.1. Les modes de transfert de chaleur:

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

- Conduction.
- Convection.
- Rayonnement (radiation).

II.2.1.1. La conduction:

C’est un processus physique de transmission de la chaleur qui s’appuie sur un milieu matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des zones chaudes au zones froides à l’aide de mécanismes à l’échelle microscopique (vibration atomique ou moléculaire).

La conduction est le seul mécanisme qui permet à la chaleur d’être transmise au sein d’un solide.

II.2.1.2. La convection:

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière on ne peut donc avoir de convection que dans les liquides est les gaz.

II.2.1.3. Le rayonnement :

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sou forme d'un rayonnement d'onde électromagnétique, et ce dotant plus que leur température est élevée, inversement, soumis à un rayonnement ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur.

Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans matériel. Notant que :

Dans notre étude la transmission de chaleur à travers les parois est une combinaison de rayonnement et de convection (libre et forcée).

II.2.1.4. Isolation thermique de la chambre :

L'isolation thermique est une « barrière pour le transfert de chaleur ». Elle vise à conserver la température (le froid) à l'intérieur de chambre froide d'autre part elle empêche la pénétration de la chaleur externe. Une bonne isolation diminue donc les apports dus à la transmission de chaleur et l'ensoleillement, pour réaliser cette bonne isolation il faut tenir compte des caractéristiques thermique et physique de l'isolant.

II.3.1. Le choix de l'isolant :

Pour notre chambre, on a choisi les isolants suivants:

- Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [λ = 0.043 (W/m°C)].
- Le Polystyrènes (PUR) [λ = 0.041 (W/m k)].

II.3.2. Les caractéristiques des polystyrènes :

- Conductivité thermique très faible λ = 0.041 (W/m°k)
- Masse volumique faible.
- Bonne résistance mécanique et chimique.
- Non Toxique.
- Ininflammable.

- Inodore.
- Volume constant.
- Léger.
- Etanche à la vapeur d'eau.
- Disponible en Algérie.
- Moins chère.

II.4. Le choix des différentes parois :

Les parois utilisées dans cette chambre de type on béton ont été choisies à partir du catalogue (ISOBAR). Paroi étanche, inoxydable, avec une bonne résistance mécanique. Du même catalogue on a choisie les portes de type coulissant à ouverture automatique, l'épaisseur du cadre adapté à celui de la paroi, isolée en polystyrène . Les dimensions des portes pour la chambres froides sont de $(2.5 \times 1.6)\ m^2$ et $(3 \times 2)\ m^2$ pour la porte du SAS.

II.4.1. Mur extérieur et plafond :

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

$R_i = e / \lambda$ (m^2.k/W)……...(II.1)

Tableau (II.1) : Mur extérieur et plafond

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i ($m^2.K/W$)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	/	/	0.21
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polystyrène	0,1	0.041	2,43
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

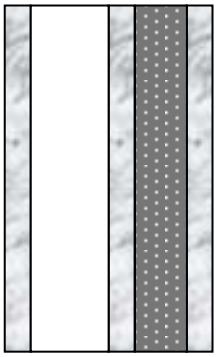


Figure (II.1) : Mur extérieur et plafond

II.4.. Mur intérieur :

Tableau (II.2) : Mur intérieur				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m .K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Polystyrène	0,1	0.041	2,43
03	Béton	0.08	1,75	0,046

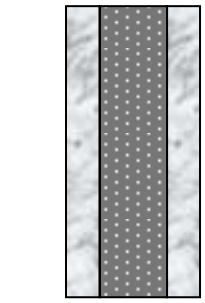


Figure (II.2) : Mur intérieur

II.4.3. Porte :

Tableau (II.3) : Porte				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133
03	Polystyrène	0,1	0.041	2,43
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

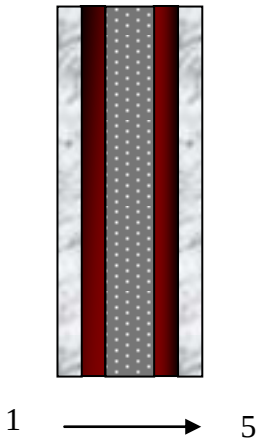


Figure (II.3) : Porte

II.4.4. Plancher :

Tableau (II.4) : Plancher

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i ($m^2.K/W$)
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.103
04	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
05	Liège	0,026	0.043	0,60
06	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
07	Sable	0.01	0.58	0.017
08	Pierre	0.3	2.1	0.142

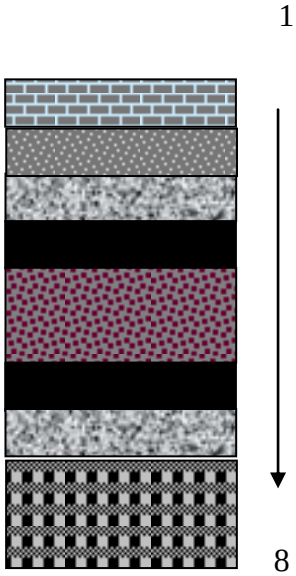


Figure (II.3) : Plancher

II.5. Les différents apports de chaleur:

Les apports de chaleur se répartissent en deux grandes catégories : les apports externes et internes.

II.5.1. Les apports externes:

- Les apports par transmission.
- Les apports dus au renouvellement d'air systématique.
- Les charges dues aux infiltrations (renouvellement d'air intempestif).

II.5.2. Les apports internes:

II.5.2.1. Les apports dépendants des denrées :

- Les apports dus à l'introduction de la pomme de terre.
- Les apports dus au refroidissement de l'emballage.
- Charges liées à l'installation du groupe frigorifique (ventilateurs, résistances de dégivrage).

II.5.2.2. Les apports indépendants des denrées :

- Les apports dus à l'éclairage.

- Les apports dus aux personnels.

II.6. Les apports par transmission:

La transmission de chaleur due à la variation de température entre deux milieux (extérieur et intérieur), le flux de chaleur traverse la paroi de la température élevée vers la température basse. .

On dit un flux entrant donc la température extérieure et plus élevée que celle de l'intérieure.

$T_e > T_i$

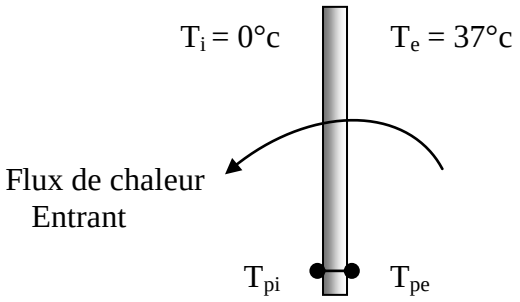


Figure (II .5) : Transmission de flux de chaleur

T_e : température extérieure.

T_i : température intérieure.

T_{pi} : température de la paroi intérieure.

T_{pe} : température de la paroi extérieure.

Et contrairement, si le flux de chaleur est sortant donc la température extérieure et plus basse que celle de l'intérieure. ($T_e < T_i$).

Les apports par transmission sont calculés par la relation suivante:

$Q = K \times S \times \Delta T$ [Kcal/h]…… (II.2)

S : Surface d'échange de la paroi considérée [m^2].

K : coefficient global de transmission de chaleur [$W/m^2\ ^\circ C$].

ΔT: Différence de température entre l'intérieure et l'extérieure de la paroi.

- Pour les parois intérieures ou les parois extérieures non ensoleillées.
-

$\Delta T = T_e - T_i$ [$^\circ C$]……...(II.3)

T_i : Température intérieure de la paroi [°C].

T_e : Température extérieure de la paroi [°C].

La conversion de kcal/h en KW.

1 Kcal/h = 1.16×10^{-3} KW.

- Pour les parois ensoleillées (paroi extérieure) :

Pour effectuer un calcul précis dans le cas d'une paroi fortement ensoleillée, on majore l'écart de température (ΔT) donnant la charge thermique par transmission de la valeur de (ΔT´**)** donnée dans le tableau (II.5), on a alors:

$Q = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \quad [Kcal/h]$……(II.4)

Tableau (II.5) : Les valeurs de ΔT´en fonction de l'orientation et latitude et les parois									
Latitude °E	Orientation des parois verticales								Paroi horizontale
	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	7.4
30	1.9	3.0	3.7	3.0	1.9	3.0	3.6	3.0	7.4
36.27	2.40	3.14	3.31	2.87	1.77	2.87	3.66	3.43	7.29
40	2.7	3.5	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.7	7.3

- Les problèmes posés dans le calcul des apports par transmission sont les suivants:

Il faut déterminer pour chaque paroi :

- **h_i :** le coefficient d'échange de chaleur interne.
- **h_e :** le coefficient d'échange de chaleur externe.
- **e_{is} :** l'épaisseur de l'isolant.

$$K \quad \frac{1}{1/h_i + \sum_{i=1}^{n} R_i + 1/h_e} \quad [W/m^2 .k] \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II.5)}$$

R_i = l'épaisseur de chaque couche de la paroi (e) / sa conductivité thermique (λ).

$\sum R_i$: la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en (m^2.k/W).

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en (mètre) et par son coefficient de conductivité thermique λ en (w/m.k).

Exemple pour le mur intérieur.

$$\sum_{i=1}^{n} R_i = e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + e_3/\lambda \text{……..(II.6)}$$

Les caractéristiques du mur intérieur tableau **(II.2).**

$$\sum_{i=1}^{n} R_i = 0.005/45 + e_{is} / 0.024 + 0.005/45 = 2.22 \times 10^{-4} + e_{is} / 0.024.$$

Donc on doit d'abord calculer le coefficient d'échange de chaleur interne et externe et après on calcul l'épaisseur de l'isolant.

II.6.1. Le calcul du coefficient d'échange intérieur h_i :

Il existe deux types d'échange thermique à travers les parois de notre entrepôt :

- échange thermique par convection, son coefficient est : (h_{ic}).
- échange thermique par rayonnement, son coefficient est : (h_{ir}).

$h_i = h_{ic} + h_{ir}$ $W/m^2.K$……..(II.7)

Et l'échange thermique par convection est divisé en deux types, libre et forcé :

- le coefficient d'échange thermique par convection libre (h_{icl}).
- le coefficient d'échange thermique par convection forcé (h_{icf}).

$h_{ic} = h_{icl} + h_{icf}$ W/m^2……(II.8)

II.6.1.1. Calcul de h_{icl} :

Le coefficient d'échange thermique par convection libre est calculé par la relation suivante.

$h_{icl} = (Nu \times \lambda)/L$ $W/m^2.K$…….(II.9)

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale, et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale.

λ : Cœfficient de conductivité thermique.

Nu : nombre de Nusselt (nombre adimensionnel) qui est lui-même calculé par la formule ci-dessous.

$Nu = C.(Gr \times Pr)^{n}$……..(II.10)

C et n : des coefficients en fonction du module (Gr×Pr) sont donnés au (tableau).

Tableau (II.6) : Les valeurs des coefficients C et n

Paroi	Régime	Gr × Pr	C	n
Paroi verticale	Laminaire Turbulent	$10^4 \div 10^9$ $10^9 \div 10^{12}$	0.59 0.129	0.25 0.33
Paroi horizontale	Flux ascendant			
	Laminaire Turbulent	$10^5 \div 2\times10^{12}$ $10^5 \div 2\times10^{12}$	0.27 0.27	0.25 0.25
Paroi horizontale	Flux descendant			
	Laminaire Turbulent	$10^5 \div 2\times10^7$ $2\times10^7 \div 3\times10^{12}$	0.54 0.14	0.25 0.33

Gr : nombre de Grashof (nombre adimensionnel) est calculé par la formule suivante:

$Gr = [(\rho^2 \times g \times \Delta T \times B \times L^3) / \mu^2] = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$……...(II.11)

$Gr = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$

Pr : nombre de Prandlt (nombre adimensionnel) est calculé par la formule suivante:

$Pr = (\mu \times Cp) / \lambda = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$

$Pr = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$…….(II.12)

g : la gravité de la terre (10 m^2/s).

ΔT : la variation de température.

B : Coefficient de dilatation volumique en (K^{-1}).

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale en (m).

ν : Viscosité cinématique.

Cp : Chaleur spécifique.

λ : Conductivité thermique.

Les caractéristiques de l'air (ν, Cp etλ) sont données au tableau :

Tableau (II.7) : Propriété physique de l'air.

Température (°C)	Température (°k)	Masse volumique ρ Kg/m^3	Conductivité thermique λ (W/m°k) .10^{-3}	Chaleur spécifique Cp (kJ/kg°k)	Viscosité cinématique ν (m^2/s).10^{-6}
-50	223.15	1.584	20.4	1.013	9.33
-40	233.15	1.458	21.2	1.010	10.58
-30	243.15	1.426	22	1.009	11.94
-20	253.15	1.395	22.8	1.009	12.43
-10	263.15	1.342	23.6	1.009	12.79
0	273.15	1.293	24.4	1.005	13.28
10	283.15	1.247	25.1	1.005	14.16
20	293.15	1.205	25.9	1.005	15.06
30	303.15	1.165	26.7	1.005	16.00
40	313.15	1.128	27.6	1.005	16.96
50	323.15	1.093	28.3	1.005	17.95

II.6.1.2. Calcul de ΔT :

ΔT est calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{Q_u = h_i \times \Delta T \quad (W/m^2)} \text{……(II.13)}$$

Q_u : le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide.

- Pour les chambres de conservation (chambre positive)

- $Q_u = 10$ (W/m^2).

$Q_u = h_i \times \Delta T$ donc $\Delta T = Q_u / h_i$

- $\Delta T = 1.428$ °C pour les chambres de conservation.

II.6.1.3. Calcul de B :

B est calculé par la relation suivante :

$B = 1 / T_m$ (1/k)……..(II.14)

T_m : température moyenne en (k), calculée par la formule suivante:

$T_m = (Ti + T_{pi}) / 2$ (K)…….. (II.15)

La température de la paroi à l'intérieur varie selon le flux de chaleur.

- $T_{pi} = T_i + \Delta T$ si le flux est entrant.
- $T_{pi} = T_i - \Delta T$ si le flux est sortant.
-

II.6.1.4. Calcul de h_{icf} :

Le coefficient d'échange thermique par convection forcée est calculé par la relation suivante :

$h_{icf} = (Nu \times \lambda)/L$ W/m^2.k……(II.16)

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale.

λ : Coefficient de conductivité thermique.

Nu : nombre de Nusselt (nombre adimensionnel) qui est lui-même calculé par la formule ci-dessous.

$Nu = C \times Re^m \times Pr^n$……...(II.17)

Pr : nombre de Prandtl (nombre adimensionnel) est déjà calculé pour h_{icl} et c'est le même pour h_{icf}.

Re : nombre de Reynolds (nombre adimensionnel) calculé par la formule suivante :

$Re = (V \times L) / \nu$……..(II.18)

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale.

V_{int} : la vitesse de l'air intérieur.

V_{ext} : la vitesse de l'air extérieur pour le calcul de h_{ecf} .

La vitesse de l'air extérieur varie entre (05 ÷ 10) m/s dans la région de Médéa.

V données au tableau suivant:

Tableau (II.8) : La vitesse de l'air à l'intérieur et l'extérieur de chambre

	Chambre	Vitesse de l'air (m/s)
Intérieur	01	1.5
	SAS	1
Extérieur		6

C, m et n : sont des coefficients qui varient selon le régime d'écoulement donnés au tableau suivant :

Tableau (II.9) : Les coefficients (C, m, n) en fonction du régime d'écoulement .

Nombre de Reynolds (Re)	Le régime d'écoulement	C	m	n
$> 4 \times 10^5$	Turbulent	0.036	0.8	0.33
$< 4 \times 10^5$	Laminaire	0.664	0.5	0.33

II.6.1.5. Calcul de h_{ir} :

Le coefficient d'échange thermique par rayonnement est calculé par la relation suivante :

$h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T$ W/m^2.k……(II.19)

$h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T$ si le flux entrant.

$h_{ir} = C_{12} \times [(T_i / 100)^4 - (T_{pi} / 100)^4] / \Delta T$ si le flux sortant.

C_{12} : le coefficient de rayonnement donné au tableau suivant :

Tableau (II.10) : Le coefficient de rayonnement

Matière de la paroi	C_{12} [W/m^2.k]
Construction en Tôle	4.464
Construction en béton	3.968

Remarque :

Pour les parois horizontales (plafond et plancher) :

- Si le flux est descendant on doit minorer h_{ic} de 30 %.

h_{ic} (minoré) = $h_{ic} \times 0.70$ W/m^2.K……(II.20)

- Si le flux est ascendant on doit majorer h_{ic} de 30 %.

h_{ic} (minoré) = $h_{ic} \times 1.30$ W/m^2.k……....(II.21)

Pour le plancher il n'y a pas un échange thermique extérieur donc on calcule que h_i.

II.6.2. Le calcul du coefficient d'échange extérieur h_e :

La méthode de calcul est la même que celle de h_i.

II.7. Exemple de calcul : (Chambre 01)

La nomenclature des parois (A, B, C, D) est pour la chambre et suivant.

Calcul de h_i :

On doit d'abord calculer ΔT :

$Q_u = h_i \times \Delta T$.

$\Delta T = Q_u / h_i$.

$h_i = 7$ (w/m^{2}K).

$Q_u = 10$ (w/m^2).

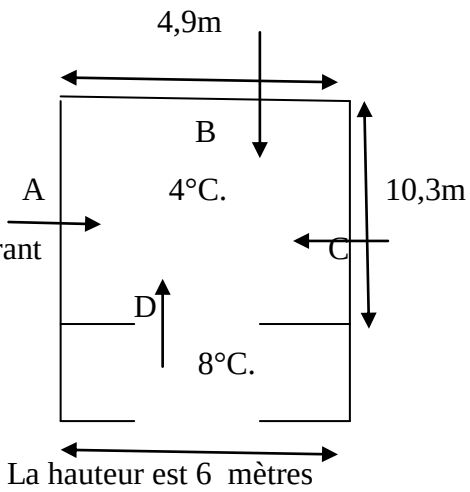


Figure (II.6) : La nomenclature des parois de la chambre

$\Delta T = 10/7 = 1.428$ k = 1.428 °C.

Et puis on calcul T_{pi}, T_m et B :

- Le flux est entrant pour les parois A, B, D donc : $\mathbf{T_{pi} = T_i + \Delta T.}$

Paroi A : $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C

Paroi B : $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C

Paroi C : $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C.

Paroi D : $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C.

Plancher: $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C.

Plafond: $T_{pi} = 4 + 1.428 = 5.428$ °C.

$\mathbf{T_m = (T_i + T_{pi}) / 2}$

Paroi A : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

Paroi B : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

Paroi C : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

Paroi D : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

Plancher : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

Plafond : $T_m = (4 + 5.428)/2 = 4.714$ °C.

$\mathbf{B = 1 / T_m}$

Paroi A : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi B : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi C : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi D : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Plancher : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Plafond : $B = 1/(4.714+273.15) = 3.60\times10^{-3}$ (1/k).

Calcul du nombre de Prandtl:

$$\mathbf{Pr = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda} \quad \textbf{.....(II.22)}$$

On détermine les caractéristiques de l'air par interpolation selon la température moyenne T_m :

A partir du tableau (II.11).

Paroi A : Pr = $(1.288 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Paroi B: Pr = $(1.288 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Paroi C : Pr = $(1.298 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Paroi D : Pr = $(1.298 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Plancher : Pr = $(1.298 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Plafond : Pr = $(1.298 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Calcul du nombre de **Grashof** :

$Gr = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$……. (II.23)

Paroi verticale : L = hauteur.

Paroi horizontale : L = (largeur +longueur) / 2.

Paroi A : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.60 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.0634.10^{12}$.

Paroi B : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.60 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.0634.10^{12}$.

Paroi C : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.60 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.0634.10^{12}$.

Paroi D : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.60 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.0634.10^{12}$.

Plancher : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.60 \times 10^{-3} \times (7.6)^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.128.10^{12}$.

Plafond : Gr = $[10 \times 1.428 \times 3.61 \times 10^{-3} \times (7.6)^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.012.10^{12}$.

Gr × Pr……...(II.24)

Paroi A : Gr × Pr = $0.0634.10^{12} \times 0.713 = 4.5204.10^{10}$.

Paroi B : Gr × Pr = $0.0634.10^{12} \times 0.713 = 4.5204.10^{10}$.

Paroi C : Gr × Pr = $0.0634.10^{12} \times 0.713 = 4.5204.10^{10}$.

Paroi D : Gr × Pr = $0.0634.10^{12} \times 0.713 = 4.5204.10^{10}$.

Plancher: Gr × Pr = $0.128.10^{12} \times 0.713 = 0.9126.10^{11}$.

Plafond : Gr × Pr = $0.128.10^{12} \times 0.713 = 0.9126.10^{11}$.

Pour les parois verticales A, B, C, D le régime est turbulent :

C = 0.129.

n = 0.33.

Pour le plancher le flux est ascendant et le régime est turbulent donc :

C = 0.27.

n = 0.25.

Pour le plafond le flux est descendant et le régime est turbulent donc :

C = 0.14.

n = 0.33.

On calcule le nombre de **Nusselt** :

$Nu = C.\ (Gr \times Pr)^n$……...(II.25)

Paroi A : $Nu = 0.129\ (4.5204.10^{10})^{0.33} = 423.446.$

Paroi B : $Nu = 0.129\ (4.5204.10^{10})^{0.33} = 423.446.$

Paroi C : $Nu = 0.129\ (4.5204.10^{10})^{0.33} = 423.446.$

Paroi D : $Nu = 0.129\ (4.5204.10^{10})^{0.33} = 423.446.$

Plancher: $Nu = 0.27\ 0.9126.10^{11})^{0.25} = 148.399.$

Plafond : $Nu = 0.14\ (1.9126.10^{11})^{0.33} = 579.456.$

Après toutes ces étapes on calcule $\mathbf{h_{icl}}$:

$h_{icl} = (Nu \times \lambda)/L$ $(w/m^2.K)$…… (II.26)

Paroi A : $h_{icl} = (423.446 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 1.71\ W/m^2.k.$

Paroi B : $h_{icl} = (423.446 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 1.71\ W/m^2.k.$

Paroi C : $h_{icl} = (423.446 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 1.71\ W/m^2.k.$

Paroi D : $h_{icl} = (423.446 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 1.71\ W/m^2.k.$

Plancher : $h_{icl} = (148.399 \times 24.3 \times 10^{-3})/7.6 = 0.45\ W/m^2.k.$

Plafond : $h_{icl} = (579.456 \times 24.3 \times 10^{-3})/7.6 = 1.776\ W/m^2.k.$

Le calcul de $\mathbf{h_{icf}}$:

On doit calculer le nombre de **Reynolds** :

$Re = (V \times L)\ /\nu$……(II.27)

Paroi A : Re = (1.5×6) /13.23.10^{-6} = 0.680.10^{6}.

Paroi B : Re = (1.5×6) /13.23.10^{-6} = 0.680.10^{6}.

Paroi C : Re = (1.5×6) /13.23.10^{-6} = 0.680.10^{6}.

Paroi D : Re = (1.5×6) /13.23.10^{-6} = 0.680.10^{6}.

Plancher : Re = (1.5×7.6) /13.23.10^{-6} = 1.861.10^{6}.

Plafond : Re = (1.5×7.6) /13.23.10^{-6} = 1.861.10^{6}.

Le nombre de Reynolds est supérieur à 4.10^{5} donc le régime est turbulent :

C = 0.036.
m = 0.8.
n = 0.33.

$Nu = C \times Re^{m} \times Pr^{n}$……(II.28)

On calcule le nombre de **Nusselt** pour toutes les parois :

Paroi A : Nu = 0.036 × (0.680.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1492.207.

Paroi B : Nu = 0.036 × (0.680.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1492.207

Paroi C : Nu = 0.036 × (0.680.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1492.207.

Paroi D : Nu = 0.036 × (0.680.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1492.207.

Plancher : Nu = 0.036 × (1.861.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1802.289.

Plafond : Nu = 0.036 × (1.861.10^{6})$^{0.8}$ × 0.713$^{0.33}$ = 1802.289.

II.7.1. Le calcul de h_{icf} :

$h_{icf} = (Nu \times \lambda)/L$ ($w/m^2.K$)…… (II.29)

Paroi A : h_{icf} = (1492.207×24.4×10^{-3})/6 = 6.043 W/m^2.k.

Paroi B: h_{icf} = (1492.207×24.4×10^{-3})/6 = 6.043 W/m^2.k.

Paroi C: h_{icf} = (1492.207×24.3×10^{-3})/6 = 6.043 W/m^2.k.

Paroi D: h_{icf} = (1492.207×24.4×10^{-3})/6 = 6.043 W/m^2.k.

Plancher: h_{icf} = (1802.289×24.4×10^{-3})/7.6 = 5.762 W/m^2.k.

Plafond: h_{icf} = (1802.289 ×24.4×10^{-3})/7.6 = 5.762 W/m^2.k.

Après qu'on a calculé h_{icl} et h_{icf} on obtient h_{ic} qui est donné par la méthode suivante :

Pour les parois verticales $h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf})/2$.

Paroi A: h_{ic} = (1.71+ 6.043)/2 = 3.876 W/m^2.k.

Paroi B : h_{ic} = (1.71+ 6.043)/2 = 3.876 W/m^2.k.

Paroi C : h_{ic} = (1.71+ 6.043)/2 = 3.876 W/m^2.k.

Paroi D : h_{ic} = (1.71+ 6.043)/2 = 3.876 W/m^2.k.

Pour les parois horizontales, on aura deux cas:

Pour le plafond le flux est descendant donc on fait une minoration de 30 %.

- **Plafond :** h_{ic} = (1.776 +5.762)/2 = 3.769 × (100- 30) % = 2.638 w/m^2.K.

Pour le plancher le flux est ascendant donc on fait une majoration de 30 %.

- **Plancher :** h_{ic} = (0.45+5.762)/2 = 3.106 × (100 + 30) % = 4.037 w/m^2.K.

II.7.1.1. Le calcul de h_{ir} :

On peut calculer le coefficient d'échange thermique par rayonnement par la relation suivante :

$$\mathbf{h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T} \quad \text{.....(II.30)}$$

C_{12} = 3.968

Paroi A : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.

Paroi B : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.k

Paroi C : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.k

Paroi D : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.k

Plancher : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.k

Plafond : h_{ir} = 3.968 × [(278.57/100)^4 – (277.15/100)^4] / 1.428 = 6.904 W/m^2.k

II.7.1.2. Calcul de h_i :

Le coefficient d'échange thermique intérieur est calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{h_i = h_{ic} + h_{ir}} \quad \text{.....(II.31)}$$

Paroi A: $h_i = h_{ic} + h_{ir}$ = 3.876 + 6.904 = 10.78 W/m^2.k.

Paroi B : $h_i = h_{ic} + h_{ir}$ = 3.876 + 6.904 = 10.78 W/m^2.k.

Paroi C : $h_i = h_{ic} + h_{ir}$ = 3.876 + 6.904 = 10.78 W/m^2.k.

Paroi D : $h_i = h_{ic} + h_{ir}$ = 3.876+ 6.904 = 10.78 W/m^2.k.

Plancher : $h_i = h_{ic} + h_{ir}$ = 4.037 + 6.904 = 10.78 W/m^2.k.

Plafond: $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 2.638 + 6.904 = 14.049$ W/m^2.k.

Après qu'on a déterminé coefficient d'échange extérieur **he** et interieur **hi** on peut calculer le coefficient global de chaleur **K**, et par la suite on peut également calculer les apports de chaleur par transmission.

Les résultats sont résumés aux tableaux suivants :

Tableau (II.12) : Les apports de chaleur par transmission (chambre froide).

Paroi	Orientation	h_i (w/m^2.k)	h_e (w/m^2 .k)	E is (m)	λ_{is} (w/ m^2.k)	K réel (w/m^2 .k)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	10.78	14.288	0.1	0.041	0.38	36.68	61.8	861.39
B	/	10.78	14.288	0.1	0.041	0.38	34.77	29.4	388.45
C	/	10.78	14.288	0.1	0.041	0.38	36.31	61.8	852.70
D		10.78	13.487	0.1	0.041	0.38	6.4	25.4	61.77
Plancher	/	10.941	15.15	0.02	0.043	0.93	18.29	61.8	1051.19
Plafond	/	9.542	11.061	0.1	0.041	0.37	40.29	61.8	921.27
Porte	/	14.049	16.382	0.1	0.041	0.35	36.31	29	50.83

La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre :

Tableau (II.13) : La somme des apports de chaleur par transmission pour la chambre

Destination	Chambre 01
Q_{tr} (Kcal/h)	4.857
Q_{tr} (KW)	4187.6

II.8. Les apports dus au renouvellement d'air :

Il est indispensable de renouveler l'air des chambres froides et de le remplacer par de l'air frais pour évacuer les odeurs produites par les denrées, ce renouvellement d'air est effectué par deux modes.

- renouvellement d'air systématique.

- renouvellement d'air intempestif.

II.8.1. Les apports dus au renouvellement d'air systématique :

L'air renouvelé est réalisé en générale par des ventilateurs, la température de l'air extérieur entrant (L'air frais) est supérieure à celui de la chambre froide ce qui provoque une charge thermique qu'on doit calculer à partir de la formule suivante:

$$Q_{rs} = (\varepsilon / 24\times3600) \times (V_{cf}/V_s) \times (H_e - H_i) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II.36)}$$

Q_{rs}: apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique.
V_{cf} : volume de la chambre froide m^3.
V_s : volume spécifique de l'air intérieur en m^3/kg.
H_e : l'enthalpie de l'air extérieur en kJ/kg.
H_i : l'enthalpie de l'air intérieur en kJ/kg.
ε : nombre de renouvellement d'air par jour qui est donnée par le tableau suivant :

Tableau (II.14) : Nombre de renouvellement d'air par jour

Volume de la chambre (m^3)	Température intérieure (°C)	
	Ti > 0°c	Ti ≤ 0°c
120	8	6
150	7	5
175	6	5
250	5.3	4
300	5	4
500	4	3
750	3.3	2
1000	3	2
1500	2	1
2000	1	1
2500	1	1

II.8.1.1. Exemple de calcule : Chambre froid :

- **Longueur :** L = 10.3 m, **Largeur :** l = 4.9 m, **Hauteur :** h = 6 m.
- Le volume de la chambre froide égale à 302.82 m^3 donc **ε = 5**.

- Le volume spécifique et l'enthalpie de l'air extérieur et intérieur sont tirés à partir du diagramme de l'air humide.

$\mathbf{V_s}$ = 0.787 m^3/kg, $\mathbf{H_e}$ = 131.455 kJ/kg, $\mathbf{H_i}$ = 13.570 kJ/kg.

Donc : Q_{rs} = (5/86400) × (302.82/0.787) × (131.455 – 13.57) = 2.624 kW.

Tableau (II.15) : Les apports dus au renouvellement d'air systématique

chambre	V_{cf} (m^3)	V_s (m^3/kg)	H_e kJ/kg	H_i kJ/kg	ε Jour $^{-1}$	Q_{rs} kW
01	302.82	0.787	131.455	13.570	05	2.624

II.8.2. Les apports dus au renouvellement d'air intempestif :

Ce mode de renouvellement d'air dépend de l'ouverture des portes au moment de l'introduction ou la livraison des denrées ce qui doit être la cause principale des infiltrations de l'air extérieur à l'intérieur de la chambre, donc ces infiltrations sont considérées comme charge thermique qu'on doit la calculer à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{ri} = Q_e \times S_p} \text{.....(II.37)}$$

Q_{ri} : apport de chaleur due a l'ouverture des portes (intempestives) en kW.

S_p : surface du plancher de la chambre froide en m^2.

Q_e : quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air / unité de surface : en kW/m^2.

Q_e : est donnée par le tableau suivant :

Tableau (II.16) : La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air / m^2

Destination	Volume de la chambre froide		
	< 50 m^3	< 150 m^3	> 150 m^3
Réfrigération	14×10^{-3}	7×10^{-3}	6×10^{-3}
Congélation	19×10^{-3}	9×10^{-3}	7×10^{-3}
Stockage en réfrigération	9×10^{-3}	5×10^{-3}	4×10^{-3}
Stockage en congélation	7×10^{-3}	4×10^{-3}	3×10^{-3}
S.A.S	4.7×10^{-3}	2.3×10^{-3}	1.2×10^{-3}

II.8.2.1.Exemple de calcul : Chambre 01 :

La surface du plancher = L × l = 10.3 × 4.9 = 50.47 m^2.

La chambre destinée a la réfrigération donc $Q_e = 6.10^{-3}$ kW/m^2.

$Q_{ri} = 50.47 \times 6.10^{-3} = 0.302$ kW.

Les résultats sont résumés au tableau suivant :

Tableau (II.17) : Les apports dus au renouvellement d'air intempestif

Destination	Utilité de la chambre	Q_e (kW/m^2)	S_p (m^2)	Q_{ri} (kW)
01	Réfrigération	6×10^{-3}	50.47	0.302

II .9. Les apports dus à l'introduction de pomme de terre :

Ces apports résultent de l'introduction des denrées, souvent à une température plus élevée, dans la chambre froide, constitue donc une charge contre laquelle le groupe frigorifique devra lutter.

Ces apports de chaleur sont calculés à partir des relations suivantes :

Dans le cas de la réfrigération :

$$\mathbf{Q_{ent} = M_h \times Cp_{av} \times (T_e - T_f) / 3600 \quad kW \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (II.38)}$$

Q_{ent} : apports dus à l'introduction des denrées en kW.

M_h : Le débit massique d'entreposage en Kg/h.

Cp_{av} : chaleur massique des denrées avant congélation en kJ/kg.k.

T_e : température des denrées en °C.

T_f : température de la chambre froide en °C.

Dans le cas de congélation :

$$\mathbf{Q_{ent} = M_h \times [[Cp_{av} \times (T_e - T_{cg})] + L_{cg} + [Cp_{ap} \times (T_{cg} - T_f)]] / 3600 \quad kW \ldots\ldots\ldots (II.39)}$$

T_{cg} : température de congélation des denrées.

L_{cg} : chaleur latente des denrées.

Cp_{ap} : chaleur massique des denrées après congélation.

II .9.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

$\mathbf{M_h}$ = 75 kg/h.

$\mathbf{T_e}$ = 37 °C.

$\mathbf{Cp_{avant}}$ = 3.43 kJ/kg.k.

$\mathbf{T_f}$ = 4 °C.

$\mathbf{Q_{ent}}$ = 75 × 3.43 × (37 – 4) / 3600 = 2.35 kW.

Les résultats des autres chambres sont exposés tableau suivant :

Tableau (II.18) : Les apports dus à l'introduction des denrées

Chambre	M_h Kg/h	T_e °C	T_f °C	T_{cg} °C	L_{cg} Kj/kg	Q_{ent} kW
01	75	34	4	/	/	2.35

II.10. Les apports dus à l'éclairage :

Dans la chambre froide les lampes utilisées doivent résister au froid et à l'humidité, étanche à l'eau.

A partir de **"Rietchel"** on a choisie les lampes fluorescentes dont la puissance varie entre 8 et 25 w/m^2.

La chaleur cédée par les lampes sous l'effet de joule doit être calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{elc} = P \times (t/24) \times S_{pl}} \quad \textbf{Kw……...(II.40)}$$

$\mathbf{Q_{elc}}$ **:** les apports de chaleur dus à l'éclairage en kW.

P : puissance de la lampe en kW.

t : la durée de fonctionnement des lampes en heure (4 heures pour les chambres froides et 8 heures pour le SAS).

$\mathbf{S_{pl}}$ **:** surface du plancher en m^2.

II .10.1. Exemple de calcule : Chambre froide :

P = 0.008 kW.

t = 4 heures.

$\mathbf{S_{pl}}$ = 10.3 × 4.9 = 50.47 m^2.

$\mathbf{Q_{elc}}$ = 0.008 × (4/24) × 50.47 = 0.067 kW.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (II.19) : Les apports dus à l'éclairage				
Chambre	P (kW)	t (heure)	S_{pl} (m^2)	Q_{elc} (kW)
01	0.008	4	85.5	0.114

II.11. Les apports dus au personnel :

Le personnel est obligé de travailler dans la chambre froide, où le corps humain dégage de l'énergie thermique sous forme de chaleur et vapeur d'eau (à la respiration).

Cette quantité de chaleur est fonction de la température de la chambre froide et de l'activité du personnel, elle est calculée à partir de la relation suivante:

$$\mathbf{Q_{per} = n \times (t/24) \times q_{per}} \quad \textbf{kW…….(II.41)}$$

Q_{per} : les apports dus au personnel.

n : nombre de personne.

t : nombre d'heure de travail.

q_{per} : quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans la chambre froide.

Elle est donnée au tableau ci-dessous :

Tableau (II.20) : La quantité de chaleur dégagée par le personnel en kW .	
T de la chambre en °C	4
q personnel en kW	0.240

II.11.1. Exemple de calcule: Chambre froide : **(n = 2)**

$\mathbf{Q_{per}} = 2 \times (6/24) \times 0.240 = 180$ kW.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (III.21) : Les apports dus au personnel				
chambre	N	t (heure)	q_{per} (kW)	Q_{per} (kW)
01	02	06	0.420	0.120

II.12. Les apports dus à la respiration de pomme de terre :

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$\mathbf{Q_{resp} = (m \times q_{resp} /3600) \quad kW}\text{.....(II.42)}$$

m : masse de marchandises considérée en kg.

$\mathbf{q_{resp}}$ **:** chaleur de respiration de la marchandise considérée en kJ/t.h.

3600 : nombre de secondes par heur.

II.12.1. Exemple de calcule : Chambre froide : (réfrigération pomme de terre).

m = 18000 kg

$\mathbf{q_{resp}}$ = 81.4 kJ/t.h.

$\mathbf{Q_{resp}}$ = (18000 ×81.4 /3600) = 407 W.

Tableau (II.22) : Les apports dus à la respiration des denrées .			
chambre	m (kg)	q_{resp} (kJ/t.h)	Q_{resp} (kW)
01	18000	81.4	0.407

II.13. Les apports dus au refroidissement de l'emballage :

Les pomme de terre dans la chambre froide sont stockés dans des caisses en plastique dure, la température de ces caisses est plus élevée que celle de la chambre froide.

Les apports dus à cette différence de température sont calculés par la relation suivante:

$$\mathbf{Q_{em} = M_{em} \times Cp_{em} \times (T_{em} - T_{cf}) /3600 \quad kW}\text{.....(II.43)}$$

$\mathbf{Q_{em}}$ **:** les apports dus au refroidissement de l'emballage en kW.

Cp_{em} : chaleur massique de l'emballage en kJ/kg°k.

T_{em} : température de l'emballage en °C.

T_{cf} : température de la chambre froide en °C.

M_{em} : le débit d'emballage entrant en kg/h.

Le débit d'emballage est calculé par la formule ci-dessous:

$$\mathbf{M_{em} = (N_c \times m_c)/24} \quad \textbf{(II.44)}$$

N_c : nombre de caisse dans la chambre froide.

m_c : la masse nette de caisse en kg.

II.13.1. Exemple de calcule : Chambre froide :

Cp_{em} = 3.43 kJ/kg.k, T_{em} = 8 °C, T_{cf} = 4°C.

M_{em} = ($N_c \times m_c$)/24.

N_c = 360 caisses, m_c =2.5 kg.

M_{em} = (360 ×2.5)/24 = 37.5 kg/h.

Q_{em} = 37.5 × 3.43 × (8 – 4) /3600 = 0.142 kW.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (II.23) : Les apports dus au refroidissement de l'emballage

chambre	N_c (Caisses)	M_{em} (kg/h)	ΔT (°C)	Q_{em} (kW)
01	360	37.5	4	0.142

II.14. Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs :

Pour calculer les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs il faut d'abord savoir que la charge thermique intermédiaire et la puissance intermédiaire de l'évaporateur et calculer la puissance frigorifique prévisionnelle pour choisir un évaporateur à partir d'un catalogue, dés qu'on choisie le type d'évaporateur on détermine le nombre des résistances de dégivrage et la puissance des moteurs des ventilateurs et on établis le calcule de la puissance effective de l'évaporateur.

On appelle la somme des apports précédents, la charge thermique intermédiaire Q_{int}, on doit calculer la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur $Q_{0\ int}$ qu'elle est donnée par la formule suivante:

$$Q_{0int} = Q_{int} \times 24 / \tau_{inst} \quad kW \qquad \text{(II.45)}$$

τ_{inst} = la durée de fonctionnement de l'installation (16 heures pour les chambres de conservation).

Et puis on calcule $Q_{0prévisionnelle}$ qu'elle est donnée par la formule ci-dessous:

$$Q_{0prév} = 1.2 \times Q_{0int} \quad kW \qquad \text{(II.46)}$$

Les résultats sont résumés au tableau suivant :

Tableau (II.24) : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt

chambre	Chambre froide de pomme de terre
Q_{tr}	4.857
Q_{rs}	2.624
Q_{ri}	0.302
Q_{ent}	2.35
Q_{elc}	0.067
Q_{emb}	0.142
Q_{resp}	0.407
Q_{per}	0.120
Q_{int}	10.869
Q_{0int}	16.30
$Q_{0prév}$	19.56

On appelle la puissance frigorifique à installer la puissance effective de l'évaporateur est égale à la somme de la puissance intermédiaire de l'évaporateur et la puissance des moteurs des ventilateurs et la puissance des résistances de dégivrage :

$$Q_{0effective} = Q_{0int} + Q_{vent} + Q_{dég} \quad kW \qquad \text{(II.47)}$$

La puissance des moteurs des ventilateurs:

$$Q_{vent} = n \times P \times \tau_{évap} / \tau_{inst} \qquad \text{(II.48)}$$

n : nombre de ventilateur de l'évaporateur.

P : puissance des ventilateurs.

$\tau_{évap}$ **:** la durée de fonctionnement de l'évaporateur.

(16 heures pour la conservation).

τ_{inst} **:** la durée de fonctionnement de l'installation. (16 heures pour la conservation).

Remarque : $Q_{dég}$ et éliminer par ce que la chambre et positive.

II.14.1. Exemple de calcule : Chambre froide :

On a choisie selon la puissance prévisionnelle et à partir du catalogue de friga-bohn un évaporateur de type SKB16R contient deux ventilateurs de puissance (435W) et trois résistances.

$Q_{vent} = 3 \times 0.435 \times 16 / 16 = 1.30$ kW.

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 16.30 + 1.35 = 17.60$ kW pour la chambre froide.

Les résultats des autres chambres au tableau suivant :

Tableau (II.30) : La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)

chambre	$Q_{prévi}$ (kW)	Type d'évaporateur	Puissance des résistances n × P (kW)	Puissance des ventilateurs n × P (kW)	Q_{0int} (kW)	Q_{vent} (kW)	$Q_{dég}$ (kW)	Q_{0eff} (kW)
01	19.56	**SKB16R**	3 × 2.6	3 ×0.435	16.30	1.35	/	17.60

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre on va déterminer les caractéristiques thermodynamiques des différents points des cycles afin de pouvoir dimensionner les différents éléments de l'installation calculé au chapitre suivants.

III.2. Le choix des moyens de production du froid :

Il existe trois moyens principaux de production du froid :

- mélanges réfrigérants.
- Détente d'un gaz comprimé.
- Evaporation d'un liquide pur ou d'un mélange de liquides purs.

Ce troisième moyen reste le seul utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air. Il peut être réalisé grâce à une machine à compression ou à absorption. Dans notre étude, on choisit le système à compression mécanique car c'est le système le plus utilisé en raison de la fiabilité des compresseurs et de leur bon fonctionnement.

Pour avoir un bon coefficient de performance, il faut bien choisir le type de refroidissement du condenseur (air, eau, combiné) et le type de la détente (directe ou indirecte).

III.3. Le choix du fluide frigorigène :

III.3.1. Classification des fluides frigorigènes :

Pour la machine à compression mécanique les fluides frigorigènes utilisés sont divisés en trois groupes :

- Les chloro fluoro carbone (CFC).
- Les hydrau chloro fluoro carbone (HCFC).
- Les hydrau fluoro carbone (HFC).

Les CFC ont été introduits pour remplacer l'ammoniac (NH_3) et le chlorure de méthyle (CH_3Cl), (des fluides toxiques, en 1928).

III.3.2.Critères de choix des fluides frigorigènes :

Pour réaliser une bonne installation on a intérêt de choisir le bon fluide et qui repend à plusieurs conditions .dont le choix du fluide frigorigène se fait selon plusieurs critères et qui sont :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité.
- Critères d'action sur l'environnement.
- Critères techniques.
- Critères économiques.

Les points énumérés ci dessus se résument comme suit :

III.3.2.1. Critères thermodynamiques:

- Température d'ébullition;
- Température critique;
- Pression du cycle frigorifique;
- Echauffement des vapeurs au cours de la compression;
- Production frigorifique volumique.

III.3.2.2. Critères de sécurité :

- Toxicité.
- Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
- Action sur les denrées.
- Action sur l'environnement: Ozone, effets radiatifs (effet de serre).
- Action biologique.

III.3.2.3. Critères techniques :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et élastomères.
- Action sur les isolants électriques.
- Conductivité sur les huiles.
- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.
- Efficacité des échanges thermiques.
- Aptitudes aux fuites.
- Détection, puis localisation des fuites.

III.3.2.4. Critères économiques :

- Prix.
- Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
- disponibilité du frigorigène.

III.3.2.5. Critères écologiques :

a). L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone :

C'est-à-dire, que les C.F.C libérés sur la terre s'élèvent lentement et parviennent dans la couche d'Ozone où leurs molécules subissent une dissociation photo logique sous l'action du rayonnement.

Les atomes du Chlore libérées vont alors réagir avec les molécules d'Ozone (O_3) pour former le "ClO" (Oxyde de Chlore) et O_2.

On estime qu'une molécule de Chlore peut entraîner la destruction de milliers de molécules d'Ozone.

Les CFC entrent dans la haute stratosphère, se décomposent sous l'effet des rayons ultraviolets en relâchant des molécules de dichlore (Cl_2) qui entrent en catalyse pour détruire chacune 100 000 molécules d'ozone (O_3) environ, un gaz bleuté qui bloque l'entrée des rayons UVB dangereux pour le règne (humain, animal, végétal). L'utilisation des CFC est interdite en 1996.

Les HCFC ont été introduits pour remplacer les CFC dont Les HCFC contient qu'un seul atome de chlore (la durée de vie des HCFC est réduite en comparaison au CFC) et leur influence néfaste sur la couche d'ozone est bien moindre que celle des CFC.

Quant aux HFC ne contenant pas de chlore, ils ne concourent pas à l'altération de la couche d'ozone. En vue de caractériser, les différents fluides frigorigènes du point de vue altération de la couche d'ozone on leur attribue à chacun un (potentiel d'altération de la couche d'ozone) désigné par le signe ODP (ozone déplétion potentiel). Différents ODP sont données au tableau (III.01).

b). L'effet de serre :

La surface de la terre émet vers l'atmosphère un rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde. Une partie de ce rayonnement est interceptée par la vapeur d'eau contenue dans l'air, par les nuages et par un certain nombre de gaz et retourne vers la surface de la terre ou elle permet d'y maintenir une température compatible avec les

exigences de la vie tant animale que végétale, pour autant que la quantité de vapeur d'eau et de gaz contenue dans l'atmosphère reste dans certaines limite, les conditions de vie sur terre restent satisfaisantes. En d'autres termes la vie sur terre est rendue possible grâce à un effet de serre naturel.

Les rayons solaires traversent aisément l'atmosphère et réchauffent la planète. La chaleur dégagée par celle-ci est en partie maintenue prisonnière par des gaz comme Le dioxyde de carbone, le méthane, et les (CFC, HCFC, HFC). On les appelle pour cette raison des "gaz à effet de serre". Ainsi l'énergie entre aisément, et sort difficilement. Il en résulte une augmentation de la température à l'intérieur de la basse atmosphère terrestre.

L'effet de serre est caractérisé pour chaque gaz, le potentiel d'action sur l'effet de serre GWP (global warning potentiel), le GWP permet de faire une comparaison entre les fluides frigorigènes.

Différents valeurs ODP de GWP sont données au tableau (III.01).

Tableau (III.01) : ODP et GWP des différents fluides frigorigènes .

Fluide frigorigène	Composition	ODP (R11 = 1)	GWP à 100 ans CO_2 = 1
R_{22}	$CHClF_2$	0.05	1500
R_{23}	CHF_3	0	12100
R_{32}	CH_2F_2	0	580
R_{124}	$CHClFCF_3$	0.02	480
R_{125}	CF_3CHF_2	0	3200
R_{134a}	CF_3CH_2F	0	1200
R_{142b}	$CClF_2CH_3$	0.06	2000
R_{143a}	CF_3CH_3	0	4400
R_{152a}	CHF_2CH_3	0	140
R_{227ea}	CF_3CHFCF_3	0	3300
R_{236fa}	$CF3CH_2CF3$	0	8000
R_{401Aa}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.03	1080
R_{401B}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.035	1190
R_{402A}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.02	2570
R_{402B}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.03	2240
R_{403A}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.04	2670
R_{403B}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.03	3680
R_{404A}	R_{143a} / R_{125} / R_{134a}	0	3750
R_{407A}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2000

R_{407B}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2560
R_{407C}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	1610
R_{408A}	R_{22}/R_{143a} / R_{125}	0.026	3050
R_{409A}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1440
R_{409B}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1425
R_{410A}	R_{32} / R_{125}	0	1890
R_{413A}	R_{134a}/ R_{218}/R_{600a}	0	1770
R_{507}	R_{143a} / R_{125}	0	3800
R_{508A}	R_{23}/R_{116}	0	?
R_{508B}	R_{23}/R_{116}	0	?

Le fluide frigorifique choisi dans notre système est le R404A.

Le R-404A est un mélange de remplacement zéotropique de type HFC, constituée de 52% de R143a, 44% de R125 et de 4% de R134a.

Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installation de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

Ce fluide peut également remplacer le R-502 dans les installations existantes suivant une procédure.

III.4. Les propriétés physico-chimiques du R-404A :

Tableau (III.02): les propriétés physico chimiques du R404A.		
Masse molaire	g/mol	97,6
Point d'ébullition (sous 1,013 bar)	°C	-46.57
Densité	kg/m^3	863
Température critique	°C	72.14
Pression critique	bar	37.35
Chaleur latente	kJ/kg	200.1
Viscosité dynamique	Pa .s	12.26×10^{-5}
Chaleur spécifique	kJ/ (kg.K)	1.539
Conductivité thermique	(W/m.k)	67.34×10^{-3}

III.5. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

III.5.1. La température de condensation :

On utilise un condenseur à air, le calcul de la température de condensation est calculé par la relation suivante :

$$T_c = T_e + \Delta T \quad °C \qquad \text{(III.1)}$$

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

ΔT : l'écart de température compris entre (8÷10).

III.5.2. La température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé à l'intérieur de la chambre froide, dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante:

$$T_{ev} = T_i - \Delta T \quad °C \qquad \text{(III.2)}$$

T_{ev} : la température d'évaporation

T_i : la température intérieure de la chambre froide

ΔT : l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative au tableau suivant :

Tableau (III.03) : L'écart de température

T_i (°c)	φ_i (%)	ΔT (°C)
> - 12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	$\forall \varphi_i$	6

III.5.3. La pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (P-H).

Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

- Pression d'évaporation (l'isobare qui passe par la T° d'évaporation).
- Pression de condensation (l'isobare qui passe par la T° de condensation).

III.6. Le taux de compression :

Pour déterminer le nombre d'étage de la machine frigorifique, il faut d'abord calculer le taux de compression qui représente le rapport entre la pression de condensation et celle d'évaporation.

$$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} \text{.....(III.3)}$$

- Si le taux de compression est inférieur a 6 donc notre M.F est mono étagée.

Pour le cas d'une machine frigorifique bi étagée il faut qu'on détermine la pression indéterminée.

$$P_i = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} \text{ bar.....(III.4)}$$

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i/P_{ev}$.
- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c/P_i$.

III.6.1. Exemple de calcul : (A7).

(T_i = 04) et (T_e = 37 °C).

L'écart de température **ΔT = 9 °C.**

$T_c = T_e + \Delta T$ = 37 + 9 = 46 °C.

L'écart de température **ΔT = 7 °C.**

$T_{ev} = T_i - \Delta T$ = 4 – 7= -3°C.

A partir du diagramme psychométrie (air) Logiciel Thermoptim :

P_{ev} = 5.5 bar.

P_c = 20.93 bar.

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} = 20.93 / 5.5 = 3.8.$

$\tau_{comp} = \mathbf{3.8}$

Ce tableau résume les résultats des paramètres du fonctionnement :

Tableau (III.04) : Les paramètres de fonctionnement de l'installation

chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	τ_{comp}	Nombre d'étage
01	-3	46	5.5	20.93	3.98	Mono-étagée

III.7. Choix des machines frigorifiques pour cette chambre :

A partir des calcules on a choisi pour notre projet :

Une seule machines à compression mécanique mono étagée.

III.7.1. La machines à compression mécanique mono étagée :

Elle se compose principalement de quatre éléments essentiels :

Un compresseur, un condenseur, un évaporateur, un détendeur.

Le schéma suivant présente la disposition de ces éléments dans l'installation:

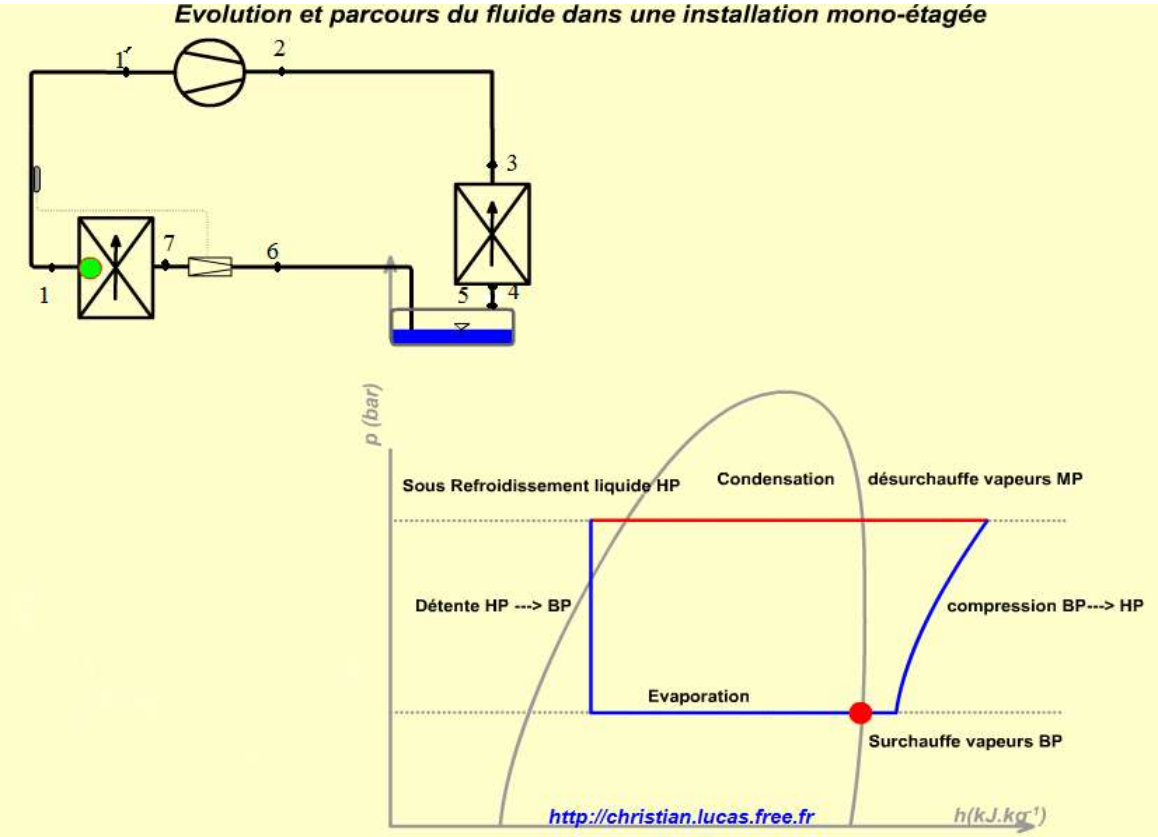


Figure (III.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

III.7.1.1. Principe de fonctionnement :

La chaleur Q_0 cédée au fluide frigorigène au niveau de la chambre froide qui se refroidit autour de l'évaporateur entraîne la formation de vapeur par chargement du fluide frigorigène ; cette vapeur est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur auquel on doit fournir de l'énergie P, la quantité de chaleur extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie du compresseur est évacuée au niveau du condenseur et par conséquent s'échauffe, dans le condenseur le fluide frigorigène cède la chaleur Q_c tout d'abord sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) et se liquéfiée.

La haute pression du liquide (HP) descend jusqu'à la basse pression (BP) à l'aide d'un détenteur, cette détente est accompagnée d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide, le mélange liquide – vapeur détendu et envoyé a l'évaporateur et le cycle recommence.

III.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée :

Selon les paramètres qu'on a déterminés à partir du diagramme enthalpique on peut calculer les débits massiques et volumiques et les différentes puissances des composants de chaque installation.

III.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée :

III.8.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Le débit massique du fluide frigorigène est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance frigorifique massique.

$$\mathbf{Q_m = Q_o / (H_{1'} - H_7)} \quad \mathbf{kg/s……...(III.5)}$$

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Q_o : puissance effective de l'évaporateur.

$H_{1'}$: l'enthalpie au point 1'.

H_7 : l'enthalpie au point 7.

III.8.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est le produit entre le débit massique et le volume spécifique.

$$Q_v = Q_m \times V_{1'} \quad m^3/Kg \text{……....(III.6)}$$

Q_v : débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur.

$V_{1'}$: volume spécifique au point 1'.

III.8.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur :

La puissance théorique consommée par le compresseur est le produit entre le débit massique et la variation enthalpique de l'aspiration et le refoulement du compresseur.

$$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_{1'}) \quad Kw \text{……...(III.7)}$$

P_{th} : puissance théorique consommée par le compresseur.

H_2 : l'enthalpie au point 2.

III.8.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_m \times (H_2 - H_5)\ Kw \text{….....(III.8)}$$

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_5 : l'enthalpie au point 5.

III.8.1.5. Le coefficient de performance (COP):

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par le compresseur.

$$COP = Q_o / P_{th} \text{…….III.9)}$$

III.8.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation:

Après le calcule du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante :

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_o + P_{th} = Q_c \quad Kw \text{……..(III.10)}$$

III.9. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambre froide de pomme de terre) :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C et 10°C à la ligne d'aspiration. La surchauffe totale est de 15 °C.

Le liquide se sous-refroidi au 3 ème tronçon du condenseur de 5°C et environ 5°C dans la ligne de liquide jusqu'au détendeur donc le refroidissement atteindre la valeur de 10 °C.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** est représenté sur le diagramme enthalpique:

Chambre : 01

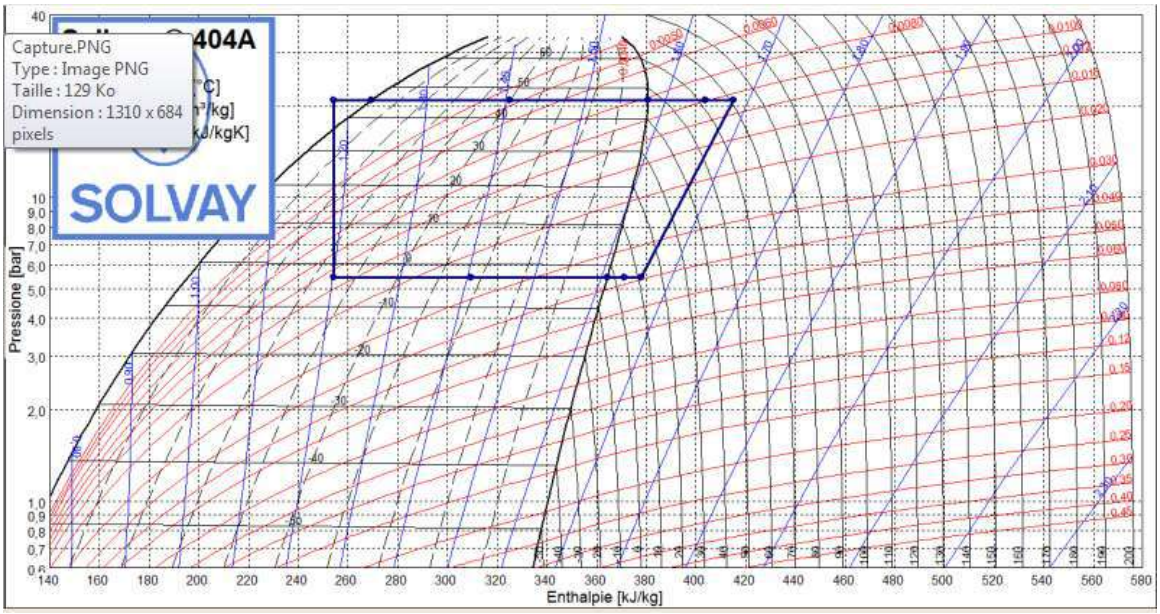


Figure (III.2) : Diagramme enthalpique de la chambre.

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau (III.05) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre)

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (dm^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-3	5.45	364.29	36.16	/
01'	Vapeur surchauffée	11	5.45	377.76	39.25	/
02	Vapeur surchauffée	71.15	20.93	415.13	10.62	/
03	Vapeur saturée	46	20.93	380.71	8.23	1

04	Liquide saturé	45.85	20.93	325.11	4.65	/
05	Liquide sous-refroidi	45.69	20.93	269.50	1.08	/
06	Liquide sous-refroidi	36.69	20.93	254.33	1.02	/
07	Liquide +vapeur	-3.34	5.45	254.33	13.19	0.394

On a ressemer les calcule de la chambre froides qui trouves dans le **SOLKAN** dans le tableau suivant : (A8)

Tableau (III.06) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée

Chambre	Q_o (kW)	Q_m (Kg/s)	Q_v (m^3 / Kg)	P_{th} (kW)	Q_c (kW)	$Q_o + P_{th}$ (kW)	COP
01	16.30	0.16	0.0065	6.26	25.0	22.56	3.12

Les compresseurs semi-hermétiques sont sélectionnés à l'aide du logiciel 5 de **Copeland** (R404A) :

- Chambre : **4MA-22X.**

Conclusion générale

Ce travail nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine du froid industriel à travers l'étude et le dimensionnement d'une chambre froide ainsi que des notions sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l'installation technique et la mise en mouvement des machines.

Par ailleurs, on peut contribuer à l'amélioration des conditions de conservation de différents aliments pour la mise en place de chambre froide conformes aux normes Scientifiques, par conséquence l'amélioration de qualité de consommation alimentaire donc la prévention de santé de population.

En fin il est recommandé de prévoir un humidificateur relier à un automate pour la régulation de l'hygrométrie afin d'assurer une humidité de stockage adéquate.

IV.1. Introduction :

Pour que notre installation fonctionne bien aux conditions déterminées au chapitre précédents il faut que le dimensionnement des différents éléments de l'installation (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur ainsi que les appareilles annexes) soient bien calculer ces se que on essai de réaliser dans ce chapitre.

IV.2. Le compresseur :

C'est l'élément qui nous fait passer de la BP de l'évaporateur en HP du condenseur.
La façon de la compression du fluide frigorigène nous permette de classer les compresseurs en deux grandes catégories :

- **les compresseurs volumétriques :** compresseurs dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré.
- **les compresseurs centrifuges :** compresseurs dans lesquels la compression du fluide est due à l'effet de la force centrifuge.

Parmi les compresseurs volumétriques on a les à piston(s) on les appelle aussi les compresseurs alternatifs, et c'est notre cas.

IV.2.1. Principe de fonctionnement :

Un compresseur à pistons comprend plusieurs cylindres dans chacun desquels peut se déplacer un piston, le mouvement des pistons est provoqué par la rotation d'un vilebrequin, par l'intermédiaire de bielles ; il s'agit de la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement linéaire alternatif, le piston se déplace à vitesse variable le long de sa course, délimitée par le point mort haut et bas , pour lesquels sa vitesse est nulle , c'est ce déplacement ,combiné à l'ouverture et la fermeture des clapets . Et de refoulement qui permet d'aspirer et de comprimer les vapeurs de frigorigène l'ensemble de tos ces constituants est logé dans un carter.

IV.2.2. Le dimensionnement du compresseur :

Pour effectué ce dimensionnement il faut déterminer les caractéristiques du compresseur géométriques c'est-à-dire le nombre de cylindres et de l'alésage de ceux-ci, la course des pistons et la vitesse de rotation, et le calcule de la cylindrée et du volume balayé et du débit massique réel.

Le choix des compresseurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **Copeland Select 5** basé sur le débit volumique du fluide aspiré par le compresseur et la puissance frigorifique.

Le tableau suivant indique le type de compresseur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.(A4) :

Tableau (IV.01) : Caractéristiques géométriques de compresseur de l'installation

Chambre	Type	Débit volumique (m^3/s)	Nombre de cylindres	Alésage (mm)	Course (mm)	Vitesse de Rotation (tours/min)
01	**4MA-22X**	0.0171	4	63.5	56.0	1478.38

A partir de ces caractéristiques on peut commencer notre dimensionnement :

IV.2.2.1. La cylindrée "C":

C'est le volume balayé par les pistons lors de leur course d'aspiration et ce pendant un tour de l'arbre manivelle. Soit :

d : l'alésage des cylindres en m.

l : la course de pistons en m.

n : le nombre de cylindres.

$$C = l \times n \times (\pi d^2/4) \quad m^3 \text{.....(IV.1)}$$

IV.2.2.2. Le volume balayé (V_b):

Ou le volume engendré représente le volume balayé par les pistons pendant l'unité de temps, il vari proportionnellement avec la vitesse de rotation du compresseur. Il est calculé par la relation ci-dessous :

$$V_b = C \times N / 60 \quad m^3/s \text{.....(IV.2)}$$

N : la vitesse de rotation du compresseur.

IV.2.2.3. Le débit massique réel du fluide :

Le débit massique réel aspiré par le compresseur est calculé à partir de la relation suivante :

$$Q_{m\,réel} = (Q_m \times V_b) / Q_v \text{.....(IV.3)}$$

Q m : le débit massique en kg/s.

Q v : le débit volumique en m^3 /s.

IV.2.2.4. La puissance réelle du compresseur :

La puissance réelle du compresseur est calculée par la relation suivante :

P réel = (Q m réel ×ΔH) / η …..……. (IV.4)

ΔH : la différence enthalpique entre l'aspiration et le refoulement du compresseur.

η : le rendement volumétrique du compresseur qui est donnée par la relation suivante.

IV.2.2.5. Le rendement volumétrique du compresseur :

η = η m × η comp …….(IV.5)

η m : le rendement mécanique = 85 %.

η comp : le rendement de compression.

η comp = 1 – (0.05 ×τ)……...(IV.6)

τ= le taux de compression.

Pour l'étage basse pression $\tau = P\,i / P\,e$.

IV.2.2.6. La puissance frigorifique réelle :

La puissance frigorifique réelle est calculée par la relation suivante :

Q_0 réel = Q m réel × ΔH …..…….....(IV.7)

IV.2.2.7. Le temps réel de fonctionnement de l'installation :

Il est calculé par la formule suivante :

t réel = (Q_0 × τ inst) /Q_0 réel heure; minute; seconde…….(IV.8)

τ inst : la durée de fonctionnement théorique de l'installation.

16 heures pour les chambres de conservation (réfrigération).

Tableau (IV.02) : le dimensionnement du compresseur de l'installation.								
chambre	Q v (m^3/s)	V b (m^3/s)	Q m (kg/s)	Q m réel (kg/s)	η	Q_0 réel (kW)	P réel (kW)	t réel
01	0.0171	**0.065**	0.16	0.420	0.68	15.69	22.81	05 :00 :00

Remarque :

Dans le compresseur frigorifique on utilise le polyol ester comme huile lubrifiant, le polyol ester est un complexe de plusieurs alcool basé sur un ester dont sa formule chimique générale est le $C_9H_{18}O_4$.

IV.3. Le condenseur:

C'est l'appareil qui permet aux vapeurs HP qui sortent du compresseur de se condenser. Ainsi on va alimenter notre détendeur en liquide HP. Afin de permettre la condensation on peut utiliser deux médiums de refroidissement : l'air et l'eau (on peut même combiner les 2).

- condenseur à air
- condenseur à eau
- condenseur combiné (eau – air).

Dans notre installation on à utiliser les condenseurs à ailettes a air ventilé.

IV.3.1. Le condenseur à air (à ailettes):

Ce type de condenseur est équipé d'une batterie ailette compacte, à haute performance, composée de tubes rainurés en cuivre et ailettes en aluminium profilées, l'écartement d'ailettes C l'épaisseur d'ailettes δail .

La distance entre deux tubes au sens horizontal appelée pas transversal (a). Et au sens vertical appelé pas longitudinal (b).

IV.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé :

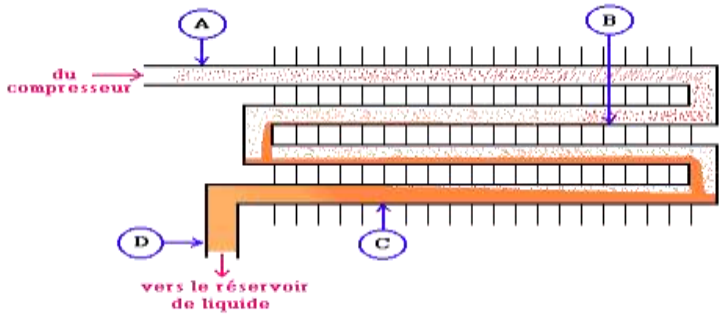


Figure (IV.1) : Condenseur à air ventilé

L'installation qui utilise ce condenseur fonctionne avec du R404A.

Point A : les vapeurs de R404A surchauffées entrent dans le condenseur, la pression est de 17 bar.

Entre A et B, les vapeurs se désurchauffent pour atteindre la température de condensation

Point B : la molécule de R404A liquide apparaît, la température du R404A est désormais de 39°C. C'est le début de la condensation.

Entre B et C, c'est le changement d'état (condensation). La température du R404A reste constante et égale à 39°C. Il y a de moins en moins de vapeurs saturées et de plus en plus de liquide.

Point C : la dernière molécule de vapeur s'est condensée, il ne reste que du liquide de fluide frigorigène et la température est de 39°C. C'est la fin de la condensation.

Entre C et D : grâce à l'air qui circule sur le condenseur on sous refroidie légèrement le liquide, la température baisse progressivement.

Point D : à la sortie du condenseur il ne reste que du R404A liquide, ce liquide a été sous refroidi et sa température est de 34°C. La pression reste toujours à 17bar.

Sous refroidissement = température de condensation - température de sortie de condenseur

$= \theta\,[BC] - \theta\,D.$

$= 39 - 34 = 5°C.$

IV.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes):

Le condenseur à air sera bien défini à la connaissance des données géométriques et thermiques des tubes et des ailettes, et les données physico chimiques du fluide frigorigène.

On à choisie les condenseurs à air de la gamme (WA) a partir du catalogue (FRIGA-BOHN) cette gamme nous donne une plage de puissance qui correspond à la puissance de condensation de nos installations. **(A5)** :

Tableau (IV.03) : Caractéristiques géométriques de condenseur de l'installation							
Chambre	Type	Puissance unitaire (kW)	Delta (k)	Puiss-abs (w) réel/max	Vitesse rotation (tr/min)	Dimensions unitaires (mm)	Lp(l)à 10mm
01	**WA3408 /12p**	19.6	9.0	0/470	750	1870/873 /808	36

IV.4. L'évaporateur:

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide.

Par ailleurs on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur un évaporateur refroidisseur d'air peut être à convection naturelle ou forcée.

IV.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur:

Le schéma ci-dessous représente un évaporateur à détente directe.

Le fluide frigorigène utilisé est le R404A:

- HP = 14 bar.
- BP 4 bar.

  Sous refroidissement = 5 °C.

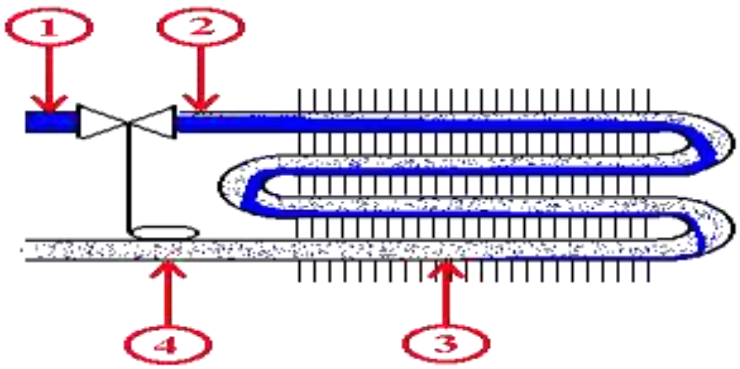


Figure (IV.2) : Evaporateur à détente directe

Au point 1, le liquide frigorigène à 20.93 bar et sous refroidi (5°C) arrive au détendeur thermostatique. Sa température est environ de 40.69 °C.

Au point 2, le liquide s'est détendu grâce au détendeur. La pression a chuté à environ 5 bar. Une partie du liquide s'est vaporisée. La température du mélange liquide vapeur est de -4 °C.

Entre le point 2 et le point 3 : le mélange liquide vapeurs avance dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur. II y a de plus en plus de vapeurs et de moins en moins de liquide. La pression et la température sont constantes à 5 bar et -4 °C.

Au point 3, la dernière molécule de liquide se vaporise. II y a donc à ce point 100% de vapeurs à -4 °C.

Entre le point 3 et le point 4, les vapeurs étant toujours en contact avec l'air à refroidir, leurs températures augmentent. La pression est toujours de 5 bars.

Au point 4, la température au bulbe du détendeur est de 1 °C. Les vapeurs sont donc surchauffées (la sortie de l'évaporateur).

IV.4.2. Dimensionnement des évaporateurs :

L'évaporateur sera bien défini à la connaissance des données géométriques et Thermiques des tubes et des ailettes, et les données physico chimiques du fluide frigorigène.

On a choisie les évaporateurs à partir du catalogue (FRIGA-BOHN) selon leurs puissances effectives. (A2) :

Les caractéristiques des évaporateurs choisis sont montrées au tableau suivant :

Tableau (IV.04) : Caractéristiques géométriques de évaporateur de l'installation

Chambre	Type d'évaporateur	Puissance unitaire (kW)	Delta (T)	NB.x diam. Ventil./ unite	Couplage moteur	Début d'air (m^3/s)	Projection d'air	Puiss abs .maxi tot.(W)
01	**SKB16R**	19.8	7	3×450	Etoile	11820	23	1305

IV.5. Le détendeur :

Les détendeurs thermostatiques régulent le débit de liquide frigorigène des évaporateurs; l'injection de liquide est contrôlée par la surchauffe du fluide frigorigène. IONNEM

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération et garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur correspond exactement au débit d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

- Si la surchauffe réelle est supérieure à la valeur nominale, le détendeur augmente la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur.
- Si la surchauffe réelle est inférieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur.

IV.5.1. La composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques:

Les détendeurs thermostatiques **DANFOSS** sont composés de quatre parties:

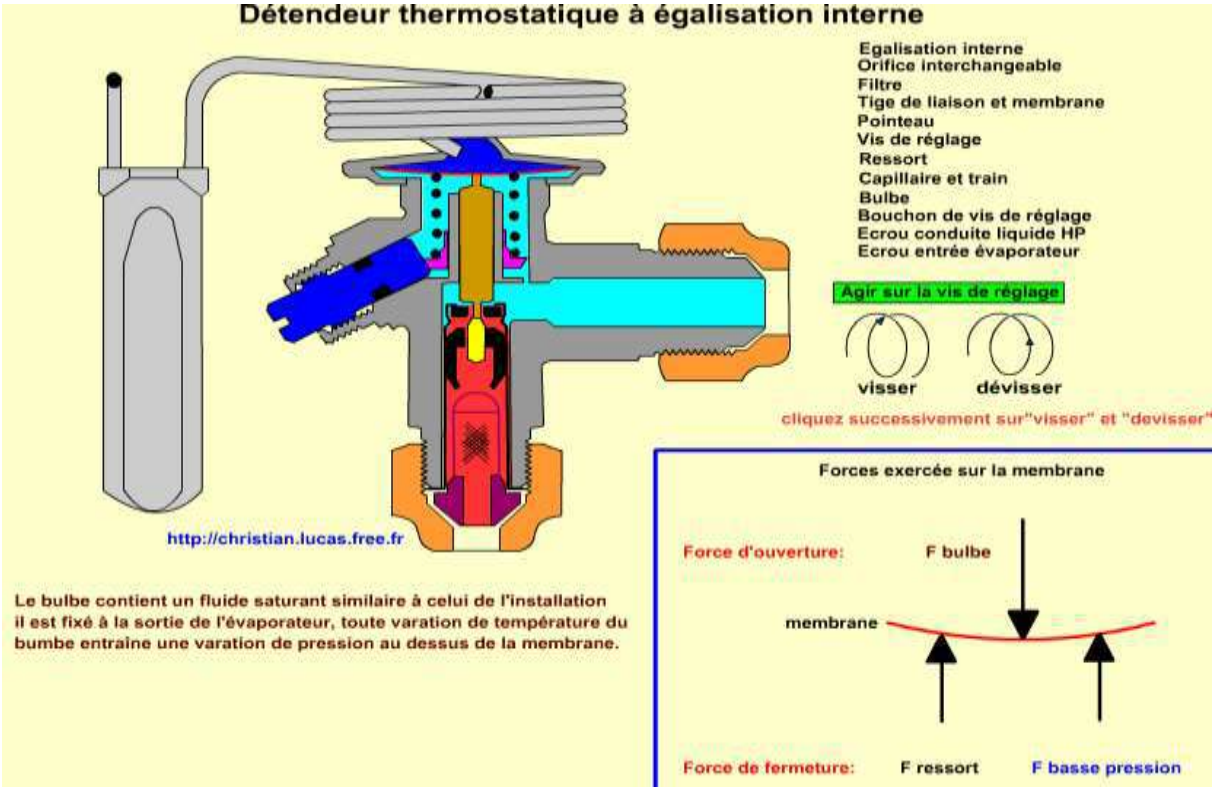


Figure (IV.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

- L'élément thermostatique (puissance), le corps avec ses composants internes, l'ensemble orifice et le raccord d'entrée.

- L'élément thermostatique correspond au moteur du détendeur; un bulbe capteur est connecté au groupe membrane par un tube capillaire, qui transmet la pression du bulbe sur le dessus de la membrane du détendeur. La pression au niveau du bulbe capteur dépend de la température de la charge thermostatique, c.-à-d. de la substance à l'intérieur du bulbe.
- Le corps est constitué de laiton forgé avec une configuration angulaire des connexions.
- L'ensemble orifice fixe est vissé dans le corps. Une tige d'acier installée à l'intérieur du corps transmet le mouvement de la membrane à la soupape à l'intérieur de l'ensemble orifice. Lorsque la pression de la charge thermostatique augmente, la membrane se déforme vers le bas et transmet par conséquent ce mouvement à la soupape, qui se soulève du siège et permet le passage du liquide par l'orifice. Un ressort assure la résistance aux forces exercées au-dessous de la membrane dont la tension peut être ajustée à l'aide de l'axe latéral. La surchauffe statique augmente en tournant l'axe latéral dans le sens horaire et baisse lorsque l'axe latéral est tourné dans le sens antihoraire.
- L'ensemble orifice fixe fournit une vaste plage de capacités, de 0,5 à 15,5 kW (capacité nominale avec le R404A). Il contient les éléments suivants: enveloppe, soupape (dispositif de dosage), siège, ressort et filtre à tamis.

IV.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique :

Pour choisir correctement un détendeur thermostatique, il est indispensable de tenir compte des points suivants:

- Capacité frigorifique Q_O
- Différence de pression amont-aval sur le détendeur Δp.
- Pression et température d'évaporation.
- Pression et temp. minimales de condensation.
- Température du fluide.
- Type de fluide frigorigène.

Pour calculer la puissance nominale du détendeur thermostatique on utilise la formule suivante :

$$\mathbf{Q_n = Q_o \times K_{\Delta P} \times K_t \quad kW} \qquad \textbf{(IV.9)}$$

Q_n: Puissance nominale. kW

K_t : Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide.

Q_o: Puissance frigo requise. kW

$K_{\Delta p}$: Facteur de correction pour chute de pression au détendeur.

D'après le catalogue **DANFOSS** on a choisie le type de détendeur thermostatique requise pour chaque évaporateur.

IV.5.2.1. Exemple de calcule : chambre froide.

$Q_o = 19.56$.

$K_{\Delta P} = 0.80$.

$Q_n = 16.79$ kW.

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le " **TCLE 600 SW** "**(A7)** :

Tableau (IV.05) : Caractéristique de détendeur thermostatique de l'installation

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
01	**TCLE 600 SW**	X22440-B6B	12×16

IV.6. Les appareils annexes de l'installation :

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines.

Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile.
- Réservoir de liquide.
- Bouteille de refroidissement.
- Filtre déshydrateur.
- Voyant de liquide.
- Clapet de retenue.

IV.6.1. Séparateur d'huile :

Lorsqu'on utilise une huile frigorifique faiblement visqueuse, on assiste a des départs important d'huile du compresseur. Cette huile est entraînée par le fluide frigorigène, et quitte le carter du compresseur par le refoulement. Afin d'empêcher au maximum la circulation de cette huile dans le circuit frigorifique, on va la piéger et la renvoyer au carter du compresseur à l'aide d'un séparateur d'huile.

Description :



Figure (IV.4) : Séparateur d'huile

IV.6.1.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile :

Il est raccordé par une conduite d'entrée de fluide frigorigène qui est reliée au refoulement du compresseur, par une sortie fluide frigorigène qui est reliée au condenseur et par une conduite de retour d'huile qui regagne le carter du compresseur.

Le séparateur se décompose en deux parties :

- la partie haute sert à séparer l'huile du fluide frigorigène.
- la partie basse sert de réservoir d'huile.

Pour séparer l'huile et le fluide, diverses méthodes peuvent être utilisées : réduction de vitesse, chicanes...

La partie réservoir est équipée d'un flotteur qui dégage un pointeau quand le niveau d'huile monte. Le pointeau dégagé, l'huile revient au carter du compresseur où elle est nécessaire pour assurer une bonne lubrification. Même si vous utilisez un séparateur d'huile, vous devrez réaliser une tuyauterie sur l'installation qui assure un retour correct de l'huile qui n'a pas été séparée...

IV.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile :

On doit déterminer le diamètre de la section de séparation, par la relation suivante :

$$Q_v = S \times v = (\pi \times d_i^2/4) \times v \quad \text{(IV.10)}$$

$$d_i = [(4 \times Q_v)/(\pi \times v)]^{1/2} \quad \text{(IV.11)}$$

Qv : le débit volumique refoulé par le compresseur.

v : vitesse de refoulement.

S : la section de la séparation.

di : le diamètre intérieur du séparation

IV.6.1.3. Exemple de calcule : chambre. (A9)

Q v =0.0171 m^3/s

V = 10.68 m/s.

S =5.72×10^{-4} m^2

di = 0.027 m.

Tableau (IV.06) : Caractéristique de séparateur d'huile de l'installation			
Chambre	Début volumique (m)	d i (m)	S (m^2)
01	0.0171	0.027	5.72×10^{-4}

IV.7. Réservoir de liquide :

Le réservoir de liquide reçoit le fluide liquéfié venant du condenseur .ce réservoir en tôle d'acier à des dimensions qui leur permet de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation.

Il est monté en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide, même si le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas.

Il protège l'installation de la surpression.



Figure (IV.5) : Réservoir de liquide horizontale

IV.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées :

Le volume recommandé est de (2 ÷ 4) litre par kilowatt de puissance frigorifique, le Réservoir de liquide est calculé pour qu'il ne soit jamais rempli à 100 %.

Le volume net est de 80 % du volume nécessaire dont les 20 % restants sont prévus par la détente du fluide frigorigène.

V nécessaire = 3 × Q_0 …….(IV.12)

V net = V nec × 80% …….(IV.13)

V réel = V net × M …….(IV.14)

M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant.

M (R404A) = 97.6 g/mole.

Polyol ester : $C_9H_{18}O_4$.

M (polyol ester) = 190 g/mole.

IV.7.2. Exemple de calcule : chambre 01

Q_0 =16.30 KW

V néc = 3 × 16.30 =48.9 litres.

V net =48.9× 80% =39.12 litres.

V réel = 39.12×97.6 / 190 = 20.068 litres.

Les résultats ressemés par le tableau suivant :

Tableau (IV.07) : Caractéristiques de réservoir de liquide pour l'installation

Chambre	Q_0(kw)	V néc (litre)	V net (litre)	V réel (litre)
01	16.30	48.9	39.12	20.068

IV.9. Filtre déshydrateur:

Il élimine efficacement :

- L'humidité: elle est absorbée et emmagasinée. Le déshydrateur empêche ainsi la formation de glace au détendeur.
- Les acides nuisibles. Il emmagasine les acides nuisibles se produisant dans le circuit frigorifique empêchant ainsi toute corrosion.
- Les particules étrangères: ce sont les boues et produits de décomposition de l'huile.

Il élimine ces matières grâce à un système de filtrage très poussé de sorte à prévenir des arrêts provoqués par l'obstruction des orifices de vanne, trous d'égalisations ou tubes capillaires.

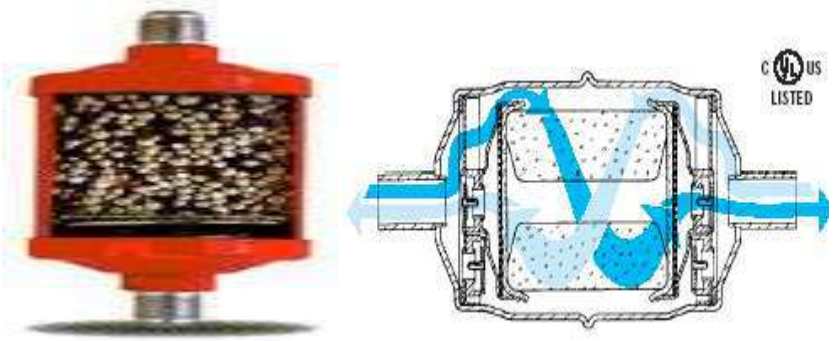


Figure (IV.6) : Filtre déshydrateur

Le déshydrateur à un diamètre relativement grand évitant ainsi une grande perte de charge. Il peut être monté dans n'importe quelle position, une flèche indique le sens de passage du fluide. Il faut tenir le déshydrateur obturé jusqu'au moment du montage.
Il est composé d'un mélange optimal de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé.

IV.10. Le voyant liquide :

Il sert à indiquer :

- l'état du fluide frigorigène dans la conduite liquide de l'installation.
- la teneur en humidité du fluide frigorigène.
- le passage dans la conduite de retour allant du séparateur d'huile au compresseur.



Figure (IV.7) : Le voyant liquide

Il est en laiton matricé à chaud. L'indicateur d'humidité comporte un sel chimique dont la teinte change en fonction de la teneur en humidité du fluide frigorigène en circulation.
La couleur verte apparaît lorsque la quantité d'eau contenue dans le fluide est inférieure à la quantité d'eau maximale admissible.

La couleur jaune nous garantit avec certitude des effets nuisibles provenant de l'humidité. Le voyant de liquide se monte entre le détendeur et le déshydrateur. Lorsque la couleur jaune apparaît, il faut remplacer le déshydrateur.
Un manque de fluide ou de sous-refroidissement se signale par des bulles dans le liquide en circulation.

IV.10.1 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC :

- Complètement hermétique.
- Boîtier inoxydable anti-corrosion.
- Elément indicateur en cristal de cobalt pour une plus grande fiabilité et durée de vie.
- Taux d'humidité du fluide facilement détectable.
- Voyant sensible avec 4 couleurs calibrées.
- Très bonne visibilité.
- Léger.

Compatible avec les fluides R 22, R407C, R 134a, R 404A & R507, R 410A ainsi qu'avec les différentes huiles minérales, synthétiques et esters.

IV.11. Le Clapet de retenue :

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre courant du flux normal risque de se produire.
Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie intéressée un clapet de retenue.

IV.11. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation :

La circulation d'un fluide à l'intérieur d'une tuyauterie donne lieu à des pertes de charge dont la valeur dépend d'un certain nombre de facteurs soit au fluide en circulation, vitesse, viscosité, masse volumique, etc. Soit de l'enveloppe dans laquelle circule ce fluide : nature du tube, rugosité, changements de section, changements de directions, etc.

Ces pertes de charge, que l'on appelle quelque fois « pertes de charge dynamique » se traduisent par une baisse continue de la pression du fluide en circulation tout au long de son parcours. C'est ainsi que dans les différentes tuyauteries constitutives d'un circuit frigorifique :

IV.11.1. Tuyauterie de refoulement :

La tuyauterie de refoulement est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur, c'est-à-dire la tuyauterie dans la quelle les vapeurs de fluide frigorigène comprimées sont refoulées vers le condenseur.

Tuyauterie de liquide :

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

IV.11.2. Tuyauterie d'aspiration :

La tuyauterie d'aspiration relie l'évaporateur au compresseur dont son rôle est de véhiculer les vapeurs basses pressions produisent vers le compresseur.

Rôle de la tuyauterie :

La tuyauterie à pour but de la liaison entre les différents composants constitutifs de l'installation. Elle doit être précisément dimensionnée afin d'assurer un bon fonctionnement de la machine.

Dimensionnement des conduites :

Lors de dimensionnement de la tuyauterie en fluide frigorigène il faut tenir compte des éléments Suivants :

- Vitesse d'écoulement.
- Perte de charge.
- Possibilité de retour d'huile.

Bibliographique

[1] Jean-Pierre Dézavelle Professeur agrégé « Conservation des aliments » , Chef de travauxdu Lycée des Métiers de l'Hôtellerie et du Tourisme Alexandre Dumas Strasbourg-Illkirch.

[2] Document Technique « Période estival » Zone de Médéa : 2012/2013.

Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds en développement (I.I.F 1990).

[3] H.J. BREIDERT. Traduction de JEAN-LOUISCAUCHEPIN, «Calcul des chambres froides » 18, rue Saint-Denis, 75001 PARIS- Dépôt légal : Avril 1998.

[4] Y ver Jannot, « Transfert Thermique » (2002).

[5] g.baloot et M.duminal, Isolation frigorifique (Guide Pratique ISOBAR) Edition pyc (Paris1981).

[6] j.coran, Technique de l'ingénieur (génie climatique).

[7] Olivier Perrot, Cours de machines frigorifiques,2010-2013

[8] Patrick jacquard rapin, (tome 2) « Installation frigorifique »,2éme édition 1996.

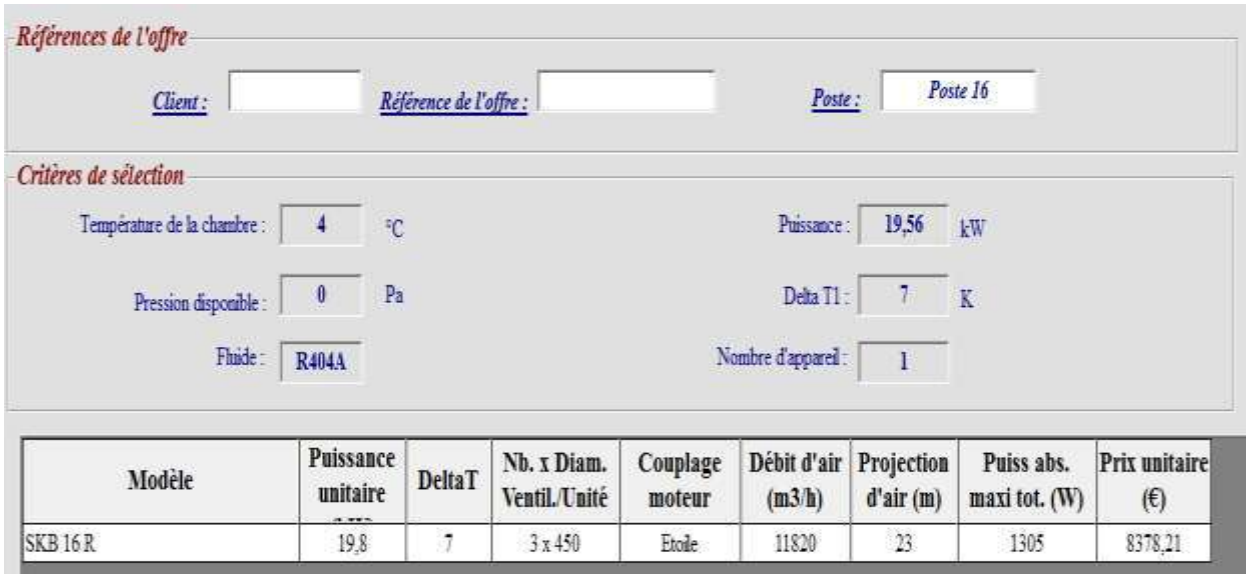
[9] Jean Desmons ,« Aide-mémoire, Froid industriel, 2éme édition», Paris,2006,2010.

-Annexe-

Tableaux de sélection : évaporateur (A1) :



Tableaux de sélection : évaporateur (A2) :



Modèle	Puissance unitaire	DeltaT	Nb. x Diam. Ventil./Unité	Couplage moteur	Débit d'air (m3/h)	Projection d'air (m)	Puiss abs. maxi tot. (W)	Prix unitaire (€)
SKB 16 R	19,8	7	3 x 450	Etoile	11820	23	1305	8378,21

Tableaux de sélection : évaporateur (A3) :



Modèle : SKB 16 R

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	4	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	3 x 450	mm
Débit d'air :	11820	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	23	m
Lp (à 4m) :	55	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	3 x 435	W
Intensité de fonctionnement maximale :	3 x 1,05	A
Vitesse de rotation :	1370	tr/mn
Couplage moteurs :	Etoile	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	230-400V/3/50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	19,56	kW.
Puissance par appareil :	19,56	kW.
Delta T1 :	6,9	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	57	m²
Volume :	9,58	dm3
Pas d'ailettes :	4.23	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage :	-	W
Intensité de dégivrage :	-	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-	
Nombre d'éléments :	-	

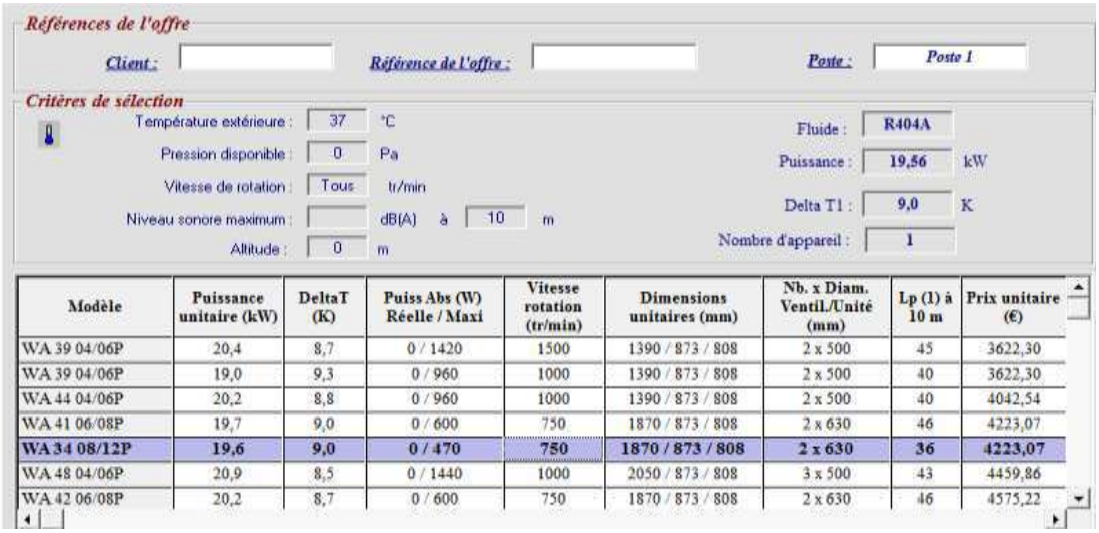
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	115	kg
Colisage (L/P/H) :	2511 / 740 / 760	mm
Poids de l'appareil emballé :	161	kg
Emballage standard :	Caisse claire voie	

Tableaux de sélection Les caractéristique de compresseur (A4) :

Compresseur	4MA-22X
DONNÉES MÉCANIQUES	
Nombre de cylindres	4
Volume balayé , m3/h	61.7
Alésage/Course, mm	63.5/56.0
Longueur/Largeur, mm	638/501
Hauteur, mm	452
Poids net, kg	177
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Quantité d'huile, l	3.3
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore à 1m (BT), dBA	75
Pression sonore à 1m (MT), dBA	68
Puissance sonore (BT), dBA	86
Puissance sonore (MT), dBA	79
Puissance sonore avec coque isophonique (BT), dBA	73
Puissance sonore avec coque isophonique (MT), dBA	68
PS côté HP, bar(g)	32.5
PS côté BP, bar(g)	22.5
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité max. de fonction., A	36.3
Courant rotor bloqué, A	175

Tableaux de sélection : condenseur(A5) :



Références de l'offre

Client : | Référence de l'offre : | Poste : Poste 1

Critères de sélection

Température extérieure : 37 °C
Pression disponible : 0 Pa
Vitesse de rotation : Tous tr/min
Niveau sonore maximum : dB(A) à 10 m
Altitude : 0 m

Fluide : R404A
Puissance : 19,56 kW
Delta T1 : 9,0 K
Nombre d'appareil : 1

Modèle	Puissance unitaire (kW)	DeltaT (K)	Puiss Abs (W) Réelle / Maxi	Vitesse rotation (tr/min)	Dimensions unitaires (mm)	Nb. x Diam. Ventil./Unité (mm)	Lp (1) à 10 m	Prix unitaire (€)
WA 39 04/06P	20,4	8,7	0 / 1420	1500	1390 / 873 / 808	2 x 500	45	3622,30
WA 39 04/06P	19,0	9,3	0 / 960	1000	1390 / 873 / 808	2 x 500	40	3622,30
WA 44 04/06P	20,2	8,8	0 / 960	1000	1390 / 873 / 808	2 x 500	40	4042,54
WA 41 06/08P	19,7	9,0	0 / 600	750	1870 / 873 / 808	2 x 630	46	4223,07
WA 34 08/12P	**19,6**	**9,0**	**0 / 470**	**750**	**1870 / 873 / 808**	**2 x 630**	**36**	**4223,07**
WA 48 04/06P	20,9	8,5	0 / 1440	1000	2050 / 873 / 808	3 x 500	43	4459,86
WA 42 06/08P	20,2	8,7	0 / 600	750	1870 / 873 / 808	2 x 630	46	4575,22

Tableaux de sélection : Condenseur. (A6) :



Modèle : WA 34 08/12P

Conditions de fonctionnement
Fluide frigorigène : R404A
Température ambiante : 37 °C
Nombre d'appareils : 1
Altitude : 0 m

Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)
Lp (à 10m) : 36 / 29 dB(A)
Lw : 67 dB(A)

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)
Nb. et diamètre des ventilateurs : 2 x 630 mm
Débit d'air : 10170 m3/h
Pression : 0 Pa

Caractéristiques Batterie (Par appareil)
Surface : 72 m²
Volume : 12,1 dm3
Pas d'ailettes : 2,12 mm

Performances Thermiques (Par appareil)
Puissance totale : 19,56 kW
Puissance par appareil : 19,56 kW
Delta T1 : 9 K

Caractéristiques Electriques (Par appareil)
Puissance absorbée réelle : - W
Puissance absorbée maximale : 2 x 235 W
Intensité de fonctionnement maximale : 2 x 0,55 A
Classe énergétique : C
Vitesse de rotation : 750 tr/min
Couplage moteurs : Triangle
Tension / Nb Phases / Fréquence : 400 V / 3 / 50-60 Hz V/Ph/Hz

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)
Dimensions (L/P/H) : 1870 / 873 / 808 mm
Poids net à vide : 89 kg
Colisage (L/P/H) : 2040 / 450 / 1025 mm
Poids de l'appareil emballé : 112 kg
Emballage standard : Carton sur palette

Prix total
Prix unitaire HT de l'appareil hors options : 4223,07 €
Prix unitaire HT de l'appareil avec options : 4223,07 €
Prix HT des appareils avec options : 4223,07 €

Photo | Schéma | Options | Imprimer | Retour | Ajouter

Tableaux de sélection : Détendeurs (A7) :

Température du fluide à l'entrée du détendeur °C	R404A				Facteur de correction kt Température d'évaporation (°C)											
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81
					Facteur de correction kΔp											
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
KΔp	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
Δp (bar)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
KΔp	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Pour un sous refroidissement supérieur à 15 K, reportez-vous àu facteur de correction de la page 188 du catalogue.

Tableau de sélection des mécanismes

	R134a		R22		R404A/R507		R407C		
Série	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Orifice
TCLE	25 MW	1,5	50HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3.5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X 9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X 9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

Tableaux de sélection : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée solkan(A8) :

Puissances Processus à un niveau			
Evaporateur	19,6 kW	Rapport de compression	3,84
Liquéfacteur	25,0 kW	Différence de pression	15,48 bar
Compresseur	6,26 kW	Débit massique	167,58 g/s
		Débit vol. (à l'aspiration)	23,68 m³/h
		Capacité volumétrique	2973 kJ/m³
Conduite d'aspiration de gaz	1,12 kW	COP	3,12
Conduite de refoulement de gaz	1,91 kW		

Tableaux de sélection : . Dimensionnement d'un tayautrie.(A9) :

